



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**NÁVRH DVOUSTUPŇOVÉHO ČERPADLA S
PROTIBĚŽNÝMI KOLY NA ZADANÉ PARAMETRY**

THE DESIGN OF TWO-STAGE PUMP WITH COUNTER ROTATING RUNNERS FOR GIVEN
PARAMETERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Vrbka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Tomáš Vrbka**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh dvoustupňového čerpadla s protiběžnými koly na zadané parametry

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh čerpadla s protiběžnými koly bude proveden na malém čerpadle simulujícím krevní oběh. Návrhový bod je dán průtokem 0,12 l/s, dopravní výškou 1,2 metru při co nejmenších otáčkách. První oběžné kolo bude klasické axiální, druhé bude plnit funkci rotujícího rozvaděče s usměrněním proudu do bezrotačního proudění. Bude hledán i nejvýhodnější přenos energie koly (procentuální zatížení prvního nebo druhého stupně při přenosu energie do kapaliny).

Cíle diplomové práce:

Nalezení hydraulického řešení protiběžných axiálních oběžných kol pro daný návrhový bod s minimalizací počtu otáček.

Seznam doporučené literatury:

MÜLLER, P.: Vícetupňové čerpadlo s protiběžnými koly. Diplomová práce, VUT v Brně, 2017.

NECHLEBA, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství: Vysokošká učebnice pro obor vodní stroje a zařízení : Určeno konstruktérům a provoz. inž. 2., rozš. vyd. Praha: SNTL, 1962. Řada strojírenské literatury.

NECHLEBA, M.: Vodní turbíny I. Brno: Vysoké učení technické, 1990.

HALUZA, M.: Přednášky z předmětu Tekutinové stroje, akad. r. 2017/2018.

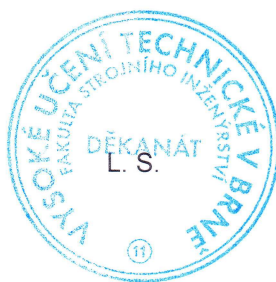
ŁAZARKIEWICZ, S. a A. T. TROSKOLANSKI: Impeller pumps. 1st ed., rev. and enl. New York: Pergamon Press, 1965.

STRÝČEK, O.: Hydrodynamické čerpadlá. Bratislava: Slovenská vysoká škola technická, 1988.

NEUMANN, B.: The interaction between geometry and performance of a centrifugal pump. London: Mechanical Engineering Publications, c1991. ISBN 0852987552.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017





doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá hydraulickým návrhem a optimalizací lopatek dvoustupňového axiálního čerpadla. Cílem práce je navrhnout čerpadlo s dvěma protiběžnými rotory splňující podmínky návrhového bodu. Kromě návrhového řešení obsahuje práce také teoretickou část, která se zabývá rozdělením a popisem funkce hydrodynamických čerpadel.

KLÍČOVÁ SLOVA

Axiální čerpadlo, dvoustupňové, protiběžné, CFX

ABSTRACT

This diploma thesis deals with hydraulic design and optimization of the blades of the axial pump. Main objective of the thesis is to design two stage pump with counter-rotating rotors meeting conditions of design point. In addition to the design solution the thesis includes theoretical part which deals with dividing and function description of hydrodynamic pumps.

KEYWORDS

Axial pump, two stage, counter-rotating, CFX

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VRBKA, T. *Návrh dvoustupňového čerpadla s protiběžnými koly na zadané parametry*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 57 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miloslava Haluzy, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Bc. Tomáš Vrbka

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc. za odporné vedení a cenné připomínky při vypracování diplomové práce. Dále děkuji Ing. Davidu Štefanovi, Ph.D. za konzultace v oblasti CFX výpočtů. Děkuji také své rodině za neustávající podporu po dobu celého mého studia.

OBSAH

| | |
|--|----|
| Úvod..... | 14 |
| 1 Rozdělení čerpadel..... | 15 |
| 1.1 Rozdělení dle způsobu dopravy kapaliny..... | 15 |
| 1.2 Rozdělení dle měrné energie | 17 |
| 1.3 Rozdělení dle počtu oběžných kol | 18 |
| 2 Axiální čerpadla | 19 |
| 3 Charakteristika čerpadla..... | 22 |
| 4 Rozložení rychlostí na lopatce | 23 |
| 5 Měrná energie čerpadla..... | 26 |
| 6 Konformní zobrazení ve válcové mříži..... | 28 |
| 7 Návrh tvaru lopatky | 30 |
| 7.1 Metoda lineární změny úhlu beta | 30 |
| 7.2 Metoda kvadratické změny úhlu beta..... | 31 |
| 8 Řešení uložení oběžných kol | 34 |
| 9 Návrh oběžných kol | 36 |
| 9.1 Návrh prvního oběžného kola | 36 |
| 9.1.1 Výpočet minimálních otáček | 36 |
| 9.1.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků..... | 36 |
| 9.1.3 Návrh geometrie prvního oběžného kola..... | 37 |
| 9.1.4 Tvorba výpočetní sítě..... | 38 |
| 9.1.5 Výpočet oběžného kola..... | 39 |
| 9.1.6 Optimalizace prvního oběžného kola..... | 40 |
| 9.2 Návrh druhého oběžného kola..... | 41 |
| 9.2.1 Tvorba geometrie druhého oběžného kola..... | 41 |
| 9.2.2 Návrh zakončení náboje..... | 41 |
| 9.2.1 Tvorba výpočetní sítě..... | 42 |
| 9.2.2 Výpočet celého čerpadla | 43 |
| 9.2.3 Korekce druhého stupně na konečný počet lopatek..... | 44 |
| 10 Vyhodnocení výpočtů | 46 |
| 10.1 Parametry prvního kola | 49 |
| 10.2 Parametry druhého kola | 49 |
| Závěr | 51 |
| Seznam použitých zkratk a symbolů..... | 55 |
| Seznam použitých obrázků | 57 |

Úvod

Čerpadla jsou v dnešní době po elektromotorech druhým nejpoužívanějším strojem. Zaujímají širokou škálu využití od velkých kozlíkových čerpadel využívaných při těžbě ropy, přes klasická čerpadla v závlahových systémech až po nejmenší čerpadla využívaná v medicíně. Právě poslední částí se zabývá tato diplomová práce, a to konkrétně hydraulickým návrhem dvoustupňového čerpadla fungujícího jako podpora srdečního rytmu.

Současná koncepce vícestupňových čerpadel využívá k usměrnění proudění mezi jednotlivými stupni vratných lopatek. Na těch však vlivem tření vzniká nevratná hydraulická ztráta. Tato diplomová práce řeší možnost využití druhého rotoru jako usměrňovače proudění. Podobná řešení axiálních čerpadel se využívá například v letectví u protiběžných vrtulí či v námořnictví u lodních šroubů.

1 ROZDĚLENÍ ČERPADEL

Čerpadla lze dělit z hlediska několika kritérií, například podle použití na potravinářská, vodárenská, chemická apod. nebo podle kapaliny kterou čerpají. Nejvýstižnější rozdělení je ale dle způsobu dopravy kapaliny (přeměny mechanické energie na energii potenciální). Dále lze čerpadla rozdělit dle množství dodávané měrné energie nebo podle počtu oběžných kol.

1.1 ROZDĚLENÍ DLE ZPŮSOBU DOPRAVY KAPALINY

Hydrostatická čerpadla [1][2]

Hydrostatická čerpadla se používají pro přepravu kapalin o velké vazkosti, pro vysoké tlaky a malé průtoky. Převládající transformovanou formou energie v hydrostatických čerpadlech je potenciální energie. Složku kinetické energie lze zanedbat, protože zpravidla nepřesahuje 1 % celkové tlakové energie.

Typickým znakem hydrostatických čerpadel je cyklická změna velikosti činného objemu. To znamená, že dopravovaná kapalina je bezprostředním působením pracovních částí (pístů, zubů atd.) vytlačovaná z pracovního prostoru. Tento způsob vede ke vzniku tlakových pulzací v hydraulickém cyklu čerpadla. Tento jev lze eliminovat například rozdělením činného prostoru čerpadla nebo volbou lichého počtu pístů u pístových čerpadel.

Mezi zástupce hydrostatických čerpadel patří zubová, lamelová a pístová čerpadla. Ve zdravotnictví se používají jako umělé náhrady srdce čerpadla membránová či peristaltická.

Hydrodynamická čerpadla [3]

Hydrodynamická čerpadla využívají silových účinků kapaliny na stěny pracovních částí čerpadla. Silová interakce je dána setrvačným účinkem při změně hybnosti kapaliny. Základním pracovním prvkem hydrodynamických čerpadel jsou lopatky tvořící oběžné kolo čerpadla. Podle polohy lopatek vůči ose rotace rozdělujeme čerpadla radiální, diagonální a axiální.

Z hydraulického hlediska se tvar oběžného kola mění podle rychloběžnosti, která je vyjádřena pomocí měrných otáček n_q .

$$n_q = 333 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \quad (1.1.1)$$

Kde n jsou otáčky čerpadla, Q průtok a Y měrná energie čerpadla.


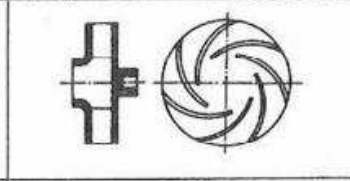

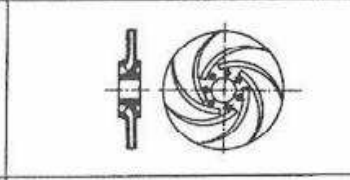

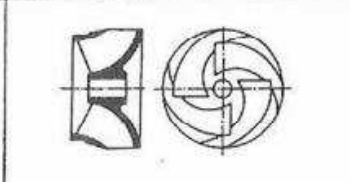

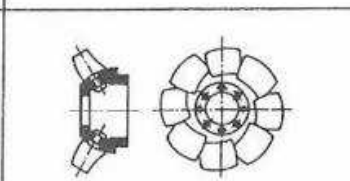

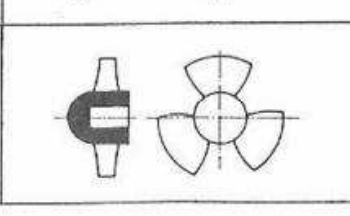
Nebo ji lze vyjádřit pomocí specifických otáček n_s .

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad (1.1.2)$$

S rostoucími měrnými i specifickými otáčkami se postupně mění tvar oběžného kola z radiálního přes diagonální až po axiální. Tato závislost je znázorněna v následující tabulce.

| Měrné otáčky n_q (min^{-1}) | Typ oběžného kola | Meridiánový řez oběžným kolem | Výstupní a vstupní rychlostní trojúhelníky | Charakteristiky čerpadla |
|---|----------------------------------|---|--|--------------------------|
| 10 až 30 | radiální | $D_2/D_1 = 3,5$ až 2 | | |
| 22 až 60 | radiální se zborcenými lopatkami | $D_2/D_1 = 2$ až 1,5 | | |
| 50 až 70 | Francisovo | $D_2/D_1 = 1,5$ až 1,3 | | |
| 70 až 120 | diagonální | $D_2/D_1 = 1,2$ až 1,1 | | |
| 60 až 135 | diagonální vrtulové | $D_2/D_s = 1,25$ až 1,9 $\psi = 70^\circ$ až 120° | | |
| 110 až 410 | axiální vrtulové | $D_2/D_s = 1,6$ až 2,4 | | |

Obr. 1: Základní typy hydrodynamických čerpadel dle měrných otáček [4]

| | Název | Vyobrazení |
|---|--|---|
|  | Radiální kolo s nezborcenou (válcovou) plochou lopatek |  |
|  | Radiální kolo se zborcenými lopatkami |  |
|  | Diagonální kolo s krycími disky a pevnými lopatkami |  |
|  | Diagonální kolo bez krycích disků, lopatky natáčivě uloženy v náboji oběžného kola |  |
|  | Axiální (vrtulové) kolo s lopatkami pevně nebo natáčivě uloženými v náboji oběžného kola |  |

Obr. 2: Tvary oběžných kol hydrodynamických čerpadel [4]

Speciální čerpadla

Speciální čerpadla využívají k dopravě kapalin jiné principy než již zmíněná čerpadla hydrostatická a hydrodynamická. Často jsou využívána k velmi specifickým účelům například k čerpání vody v rozvojových zemích nebo zahrádkářských oblastech, kde není přístup z elektrické energie a instalace spalovacího motoru by byla nevýhodná. Mezi zástupce speciálních čerpadel patří mamutová čerpadla, vodní trkače, ejektory. [2]

1.2 ROZDĚLENÍ DLE MĚRNÉ ENERGIE

Nízkotlaká čerpadla

Množství dodávané měrné energie nepřesahuje $200 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. Tato čerpadla se používají pro čerpání kapaliny do nízkých výšek. Typickým zástupcem těchto čerpadel jsou axiální vrtulová čerpadla. [4]

Středotlaká čerpadla

Pro dodávané měrné energie ležící v intervalu $200\text{--}3000\text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$. Konstrukce čerpadel blízká konstrukci vysokotlakých. Často jsou vícestupňová. Využívají se ve vodárenství či petrochemii. [4]

Vysokotlaká čerpadla

Tato čerpadla pracují s vysokými tlaky v řádech i stovek MPa. Dodávaná měrná energie překračuje $3000\text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$. Pro dosažení takto vysokých energií se používá řazení více oběžných kol za sebou. [4]

1.3 ROZDĚLENÍ DLE POČTU OBĚŽNÝCH KOL

Jednostupňová čerpadla

Čerpadlo má pouze jedno oběžné kolo. [4]

Vícestupňová čerpadla

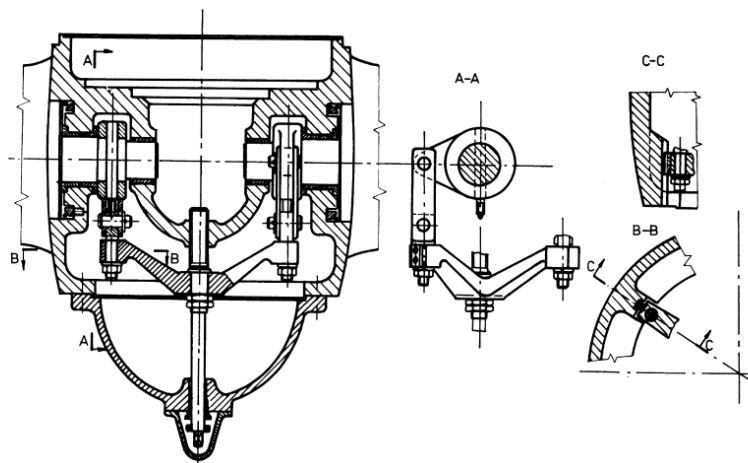
Čerpadlo obsahuje více než jedno oběžné kolo. Kola jsou zpravidla uložena na jedné hřídeli a mají stejné otáčky. Více stupňů řazených za sebou se využívá ke kompenzaci axiálních sil nebo ke zvýšení tlaku na výstupu a tím i zvýšení dopravní výšky čerpadla. [4]

2 AXIÁLNÍ ČERPADLA

Axiální čerpadla se uplatňují v oblasti nejvyšších průtoků kapalin a nejnižších měrných energií. Využívají se v místech, kde není kladen důraz na tlak média, ale je zapotřebí dosáhnout vysokých průtoků. Například v zemědělství u nízkotlakých závlahových systémů, v čistírnách odpadních vod nebo pro rozvod chladicí kapaliny v elektrárnách. Konstrukce čerpadel může být horizontální nebo vertikální. [4]

Instalace axiálních čerpadel se provádí přímo do potrubních systémů. Sací část je spojena přes sací zvon přímo s potrubím. Výstupní část čerpadla poté navazuje přímo na potrubní systém. Pro snadnou údržbu, či následnou výměnu jsou čerpadla, pokud je to možné, navrhována s vyjímatelnou rotorovou částí. [4][6]

Pro pokrytí větších regulačních rozsahů jsou některá axiální čerpadla vybavena možností natáčení oběžných lopatek. Mechanismus natočení lopatek je uložen v náboji vychází z principu regulace Kaplanovy turbíny pomocí pákového mechanismu a přestavného kříže. Ovládán je pomocí regulační tyče umístěné v hřídeli čerpadla. Kvůli zachování těsnosti mezi lopatkou a nábojem musí mít náboj pod lopatkou kulový tvar a také bývá podstatně větší, aby se do něho regulační mechanismus vešel a splnil podmínky pružnosti a pevnosti. Ložiska axiálních čerpadel jsou dimenzována na zachycení axiálních sil. [4]

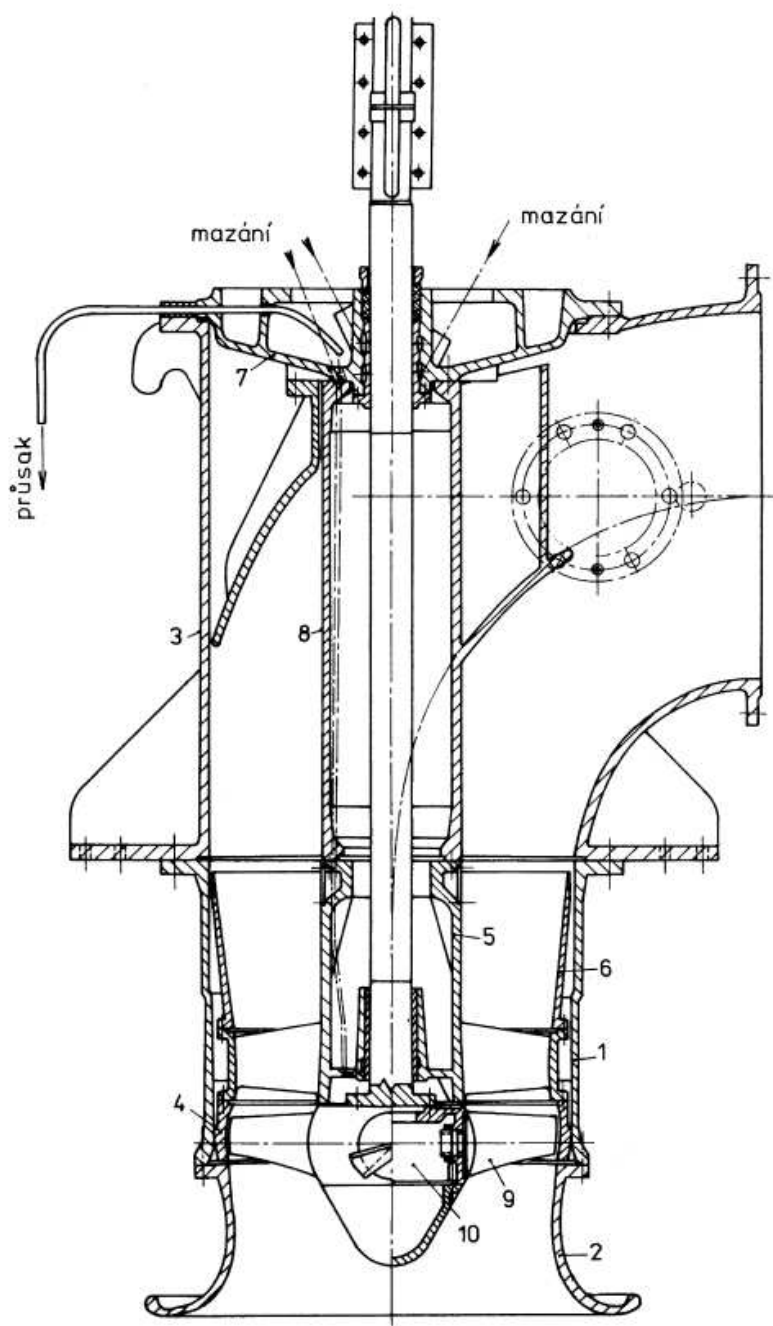


Obr. 3: Regulační mechanismus axiálního čerpadla [4]

K pohonu axiálních čerpadel se nejčastěji používají asynchronní elektromotory o síťovém napětí 230 V a výkonu do 250 kW. Pro větší čerpadla jsou používány vysokonapěťové synchronní elektromotory s výkony do několika desítek MW. Regulace výkonu elektromotoru a tím i čerpadla se provádí pomocí frekvenčních měničů. Další možnosti pohonu axiálních čerpadel mohou být spalovací motory. V případě zapojení čerpadla v elektrárně se využívá energie turbíny (vodní či spalovací). [5]

Za oběžným kolem čerpadla jsou zpravidla umístěny statorové lopatky. Ty slouží k usměrnění rotace na výstupu z oběžného kola. Energie přeměněná během průchodu státorem může vést ke zvýšení dopravní výšky. Počet statorových lopatek bývá přibližně dvojnásobný oproti počtu lopatek oběžného kola. Počet nesmí přesně dvojnásobný, protože by docházelo ke vzniku tlakových pulzací a tím ke snížení účinnosti či živostnosti stroje. [11]

Úkolem diplomové práce je navrhnout a optimalizovat axiální čerpadlo tak, aby nebyla nutnost použít statorové lopatky. Toho dosáhneme použitím druhého rotoru, který kromě dodání určité části tlakové energie usměrní proud kapaliny na výstupu z čerpadla.



Obr. 4: Vertikální axiální čerpadlo s vyjímatelným rotorem [4]

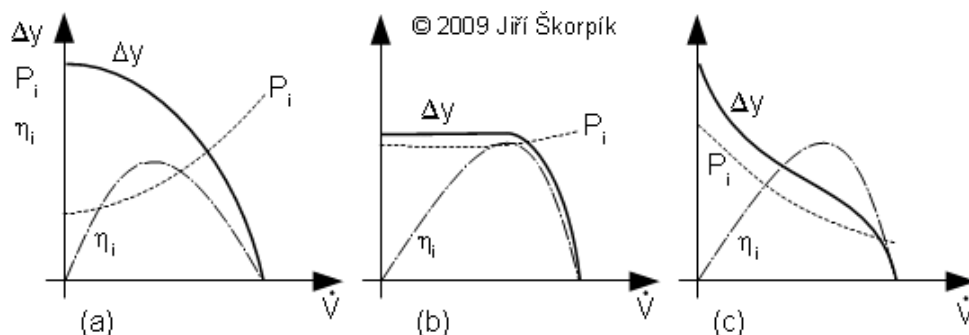
1 – těleso čerpadla, 2 – sací zvon, 3 – výstupní koleno, 4 – vložka, 5 – náboj rozvaděče,
6 – rozvaděč, 7 – víko, 8 – pouzdro, 9 – oběžná lopatka, 10 – náboj oběžného kola

Hlavními znaky axiálního čerpadla je vysoká rychloběžnost (vysoké specifické a měrné otáčky) a řídká lopatková mříž. Lopatkový kanál axiálních čerpadel není uzavřený jako u diagonálních či radiálních čerpadel, proto nelze vždy navrhovat lopatky pomocí klasické proudnicové teorie. [6]

Oběžná kola axiálních čerpadel jsou stejně jako u všech hydrodynamických strojů rotačně symetrická (výjimku tvoří tzv. stochastické mříže), otáčejí se kolem osy rotace s úhlovou rychlostí ω . Prostor protékany pracovním médiem je ohraničen nosným a krycím diskem. U axiálního čerpadla tuto funkci plní náboj a válcová skříň. Voda či jiné pracovní médium prochází čerpadlem ve směru osy rotace neboli axiálním směrem, proto jsou tyto stroje nazývané axiálními.

3 CHARAKTERISTIKA ČERPADLA

Charakteristika čerpadla je základním grafem pro popis chování čerpadel. Na vodorovnou osu je vynášen průtok, na svislé ose je vykreslena měrná energie nebo dopravní výška. Charakteristika v sobě zahrnuje i ztráty.



Obr. 5: Charakteristika čerpadla a) radiální, b) diagonální, c) axiální [6]

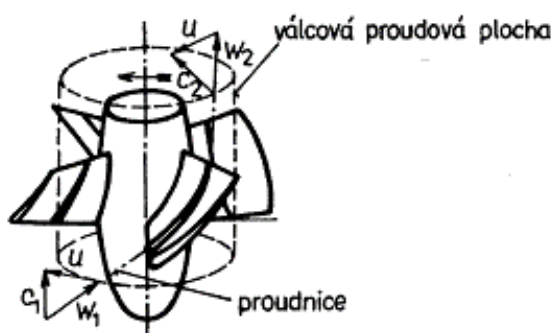
Na obrázku výše je zobrazena pouze část charakteristiky, a to první kvadrant. Úplná charakteristika leží ve všech čtyřech kvadrantech a občas bývá nazývána jako Kármán-Knappův diagram. Je z ní také patrné, že čerpadlo může pracovat jako turbína či jako brzda. Proměření celé charakteristiky je však velmi náročné a zahrnuje měření desítek až stovek pracovních bodů. Čerpadla se však většinou proměřují právě v prvním kvadrantu, kde je očekávané jejich použití. [5]

4 ROZLOŽENÍ RYCHLOSTÍ NA LOPATCE

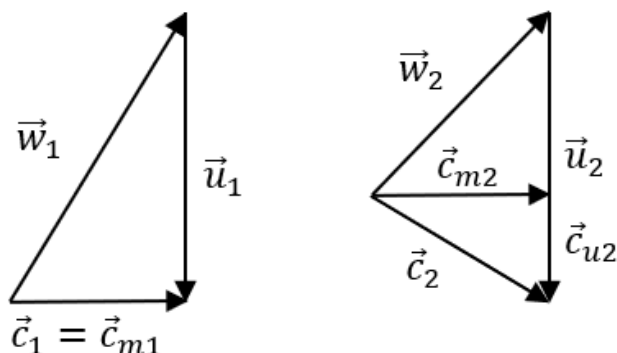
Pro popis rychlostního pole čerpadla se používají rychlostní trojúhelníky. Ty jsou tvořeny vektorovým součtem absolutní rychlosti \vec{c} , unášivé rychlosti \vec{u} a relativní rychlosti \vec{w} . Absolutní rychlost vyjadřuje rychlost vůči pevnému souřadnicovému systému. Unášivá rychlost je závislá pouze na otáčkách a poloměru stroje. Relativní rychlost vyjadřuje rychlost, jakou se pohybuje kapalina v kanále čerpadla vůči rotující lopatce.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

Rychlosti se mění v průběhu celého kanálu čerpadla. Pro návrh axiálního čerpadla je nutné znát pouze rychlostní trojúhelníky na vstupu a na výstupu. Ty následně slouží pro prvotní návrh geometrie lopatky a charakteristiky čerpadla.



Obr. 6: Příklad rychlostních trojúhelníků axiálního stroje [4]



Obr. 7: Rychlostní trojúhelníky 1. stupně

Na proudových plochách lopatky je unášivá rychlost u konstantní a mění se lineárně v závislosti na vzdálenosti od osy otáčení.

$$u_1 = u_2 = u = 2\pi \cdot R \cdot n \quad (4.1.1)$$

Kde R je vzdálenost osy otáčení a dané proudnice a n jsou otáčky stroje.

Na vstupu do čerpadla je celková rychlost c_1 rovnoběžná s osou rotace a s unášivou rychlostí u svírá úhel 90° . Celková rychlost c_1 odpovídá meridiální rychlosti c_{m1} . Obecně tato podmínka nemusí platit, například v případě zařazení předřazených satorových lopatek. Na výstupu už svírá absolutní rychlost c_2 a unášivá rychlost u obecný úhel. Meridiální rychlost zůstává na výstupu stejná jako na vstupu. Hodnota meridiální rychlosti se určuje z průtoku a průřezu lopatkového kanálu.

$$c_{m1} = c_{m2} = c_m = \frac{Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \quad (4.1.2)$$

Kde Q je průtok, D průměr oběžného kola a d průměr náboje.

Z Eulerovy rovnice čerpadlové rovnice lze spočítat výstupní unášivou složku absolutní rychlosti c_{u2} .

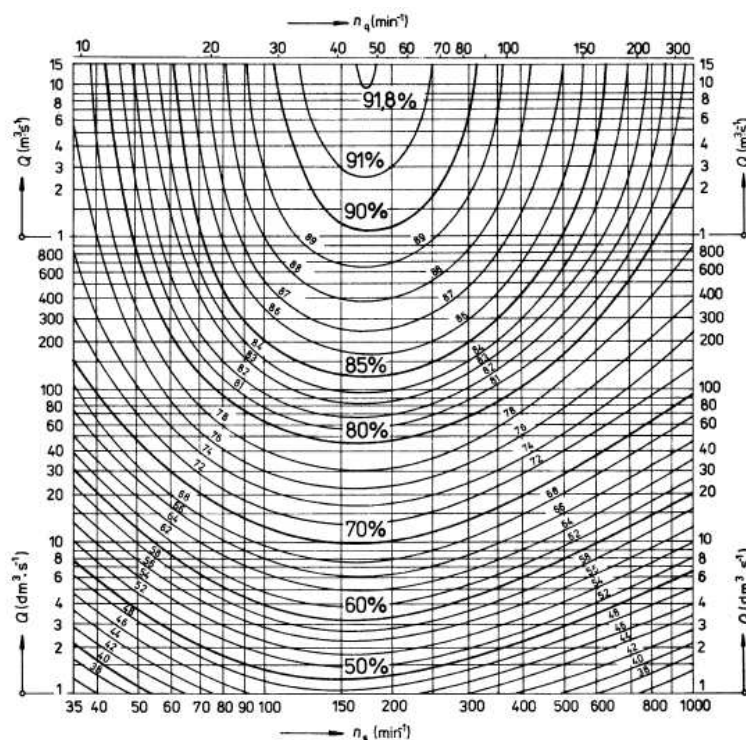
$$c_{u2} = \frac{g \cdot H}{\eta_h \cdot u} \quad (4.1.3)$$

Kde H je dopravní výška čerpadla, g gravitační zrychlení, η_h účinnosti čerpadla a u unášivá rychlost čerpadla.

Odhad hydraulické účinnosti čerpadla η_h se zpravidla provádí z Erhartova diagramu. Ten udává množství celkové dosažitelné účinnosti, ta je následně přepočítána dle vztahu:

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - (0,02 \div 0,04) \quad (4.1.4)$$

Hodnota se volí dle velikosti daného čerpadla. Pro velká čerpadla se používá 0,02 a pro malá 0,04. Vzhledem k zadání práce volíme hodnotu 0,04.



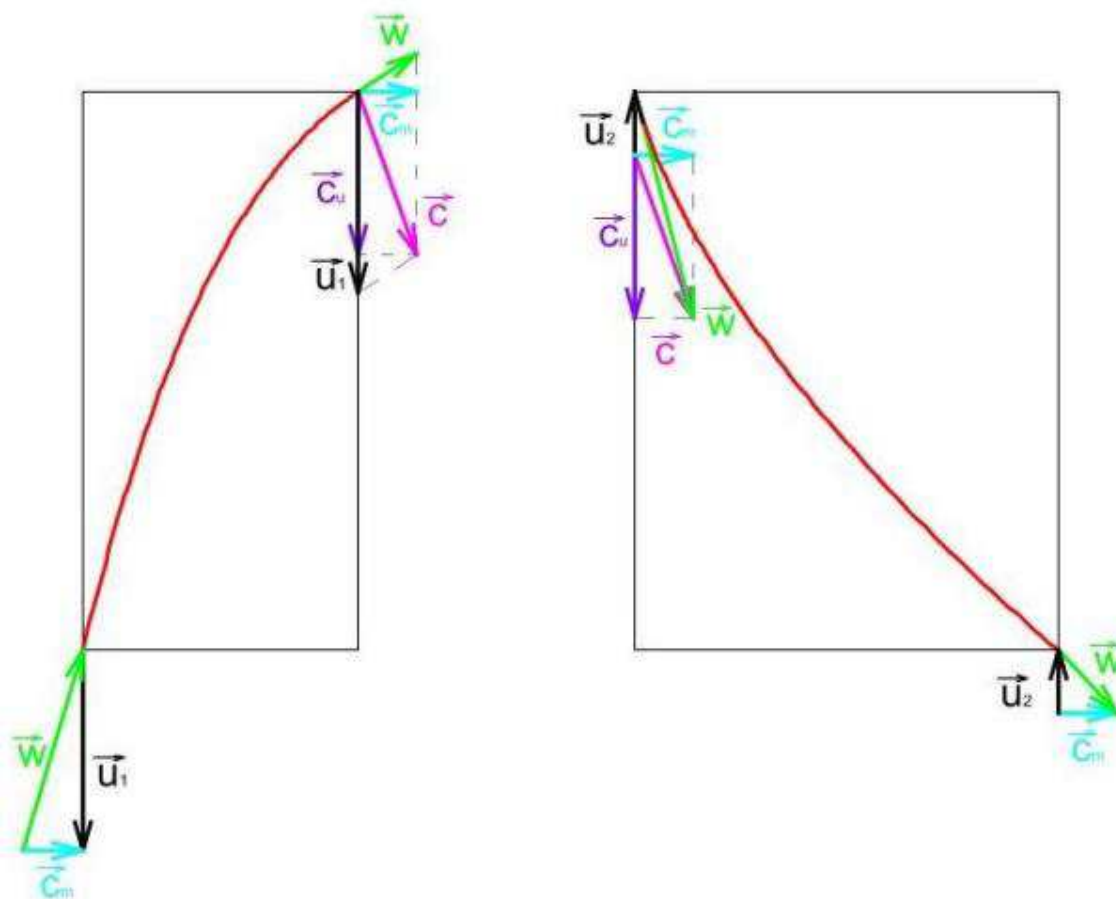
Obr. 8: Erhartův diagram pro celkové dosažitelné účinnosti [4]

Návrh druhého stupně se provádí obdobně. V ideálním případě je výstupní rychlostní trojúhelník z prvního stupně roven vstupnímu trojúhelníku druhého stupně. Jediná změna bude pouze ve smyslu otáčení oběžného kola, čímž se otočí vektor unášivé rychlosti.

V případě různých hodnot otáček se bude velikost vektoru unášivé rychlosti měnit v poměru otáček. To hraje roli při návrhu lopatky čerpadla, ale také má vliv množství dodávané energie do čerpaného média.

Výstupní trojúhelník druhého stupně bude v ideálním případě podobný vstupnímu trojúhelníku do prvního kola. Celková rychlost bude stejně velká a bude mít stejný směr jako meridiální rychlost a bude kolmá na unášivou rychlost.

Na obrázku níže lze vidět schéma rychlostních trojúhelníků pro případ axiálního dvoustupňového čerpadla zobrazených v konformním zobrazení. (Více ke konformnímu zobrazení v kapitole 6).



Obr. 9: Rychlostní trojúhelníky dvoustupňového axiálního čerpadla [6]

5 MĚRNÁ ENERGIE ČERPADLA

Nositelem energie v hydraulických strojích, do kterých patří i čerpadla, je pracovní médium, nejčastěji voda. Mechanickou energii přenášenou pracovním médiem můžeme rozdělit do tří složek:

- 1) Tlaková energie
- 2) Potenciální polohová energie
- 3) Kinetická energie

Během proudění kapaliny lopatkovým kanálem dochází k transformaci energií mezi sebou. Celková energie je potom dána součtem těchto tří složek. Tento vztah popisuje tzv. Bernoulliho rovnice. Všechny členy rovnice jsou vztaženy na jeden kilogram.

$$Y = \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + g \cdot H \quad (5.1.1)$$

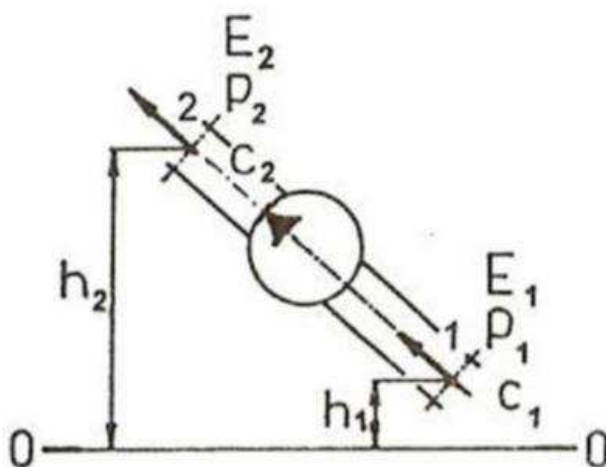
První člen pravé strany rovnice odpovídá měrné tlakové energii, druhý kinetické měrné energii a poslední člen zastupuje měrnou polohovou energii. Pro předpoklady nestlačitelné, neviskózní kapaliny, stacionárního proudění a počítáme-li pouze na jedné proudnici zůstává součet dílčích energií konstantní. Rovnice (5.1.1) platí pro absolutní prostor. Pro proudění lopatkovým kanálem je odvozena Bernoulliho rovnice pro rotující kanál.

$$Y = \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} + g \cdot H \quad (5.1.2)$$

Celková rychlost c je rozdělena do složek relativní rychlosti w a unášivé rychlosti u .

Podle poměru mezi celkovou měrnou energií na vstupu a na výstupu lze určit, zda se jedná o turbínu nebo o čerpadlo. Na obrázku 9 je zapojen potrubní systém s čerpadlem, kde vstupní energie E_1 odpovídá Y_1 a $E_2 \sim Y_2$. V případě čerpadla platí rovnice:

$$Y_1 < Y_2 \quad (5.1.3)$$



Obr. 10: schéma systému s čerpadlem [2]

V případě, že se jedná o turbínu, platí:

$$Y_1 < Y_2 \quad (5.1.4)$$

Pokud by se jednalo o vodorovně uložené potrubí beze ztrát, pak by platilo:

$$Y_1 = Y_2 \quad (5.1.5)$$

Aby bylo proudění kolem proudových ploch rovnoměrné, tak musí být rozdíl energií na vstupu a výstupu konstantní.

Energii dodávanou hydrodynamickým čerpadlem pracovnímu médium lépe vyjadřuje Eulerova čerpadlová rovnice, která je odvozena z rychlostních trojúhelníků. Tato rovnice platí pouze v případě ideální kapaliny.

$$\frac{Y_c}{\eta_h} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (5.1.6)$$

Pro axiální čerpadlo platí dle rovnice (3.1.1), že unášivé rychlosti jsou stejné. Proto můžeme danou rovnici zjednodušit

$$\frac{Y_c}{\eta_h} = u \cdot \Delta c_u \quad (5.1.7)$$

V případě, že je celková rychlost c_1 rovnoběžná s osou rotace, je unášivá složka c_{u1} rovna nule. Následně můžeme vyjádřit výstupní unášivou rychlost c_{u2} .

$$c_{u2} = \frac{g \cdot H}{\eta_h \cdot u} \quad (5.1.8)$$

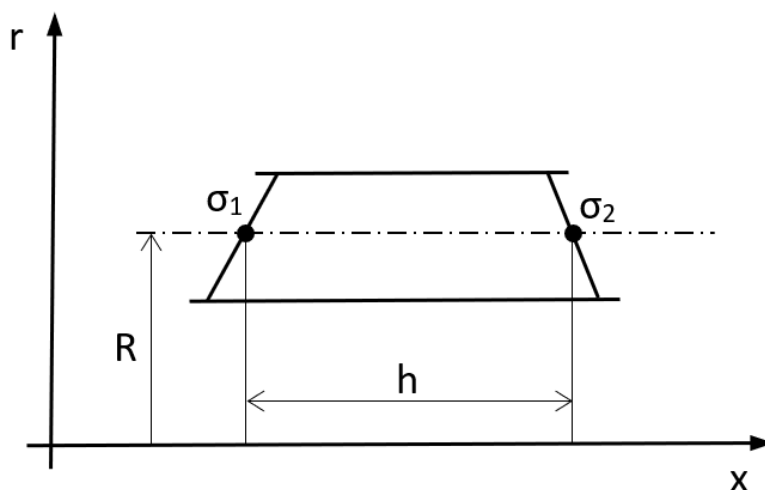
Kde H je dopravní výška čerpadla, g gravitační zrychlení, η_h účinnosti čerpadla a u unášivá rychlost čerpadla.

6 KONFORMNÍ ZOBRAZENÍ VE VÁLCOVÉ MŘÍŽI

Konformní zobrazení je spojitě zobrazení, které zachovává velikosti úhlů. Transformuje obecnou proudovou plochu do Gaussovy roviny, která je tvořena souřadnicemi ξ a η , pomocí jednoduchých matematických principů.

Proudová plocha je definována jako myšlená plocha v oblasti proudící kapaliny, kterou neprochází kapalina a všechny rychlosti jsou k ní tečné. Na této ploše je definována křivková souřadnice σ a úhlová souřadnice φ . Konformní zobrazení transformuje křivkovou souřadnici σ proudové plochy do směru osy ξ Gaussovy plochy. Obdobně se transformuje úhlová souřadnice φ do směru osy η .

V případě návrhu axiálního čerpadla s válcovým nábojem lze považovat proudové plochy za válcové. Hodnota poloměru proudové plochy se s krokem dx , a tedy i $d\sigma$ nemění. Proudnic v takto definovaném prostoru mají tvar přímek.



Obr. 11: Konformní zobrazení axiálního čerpadla v Gaussově rovině [11]

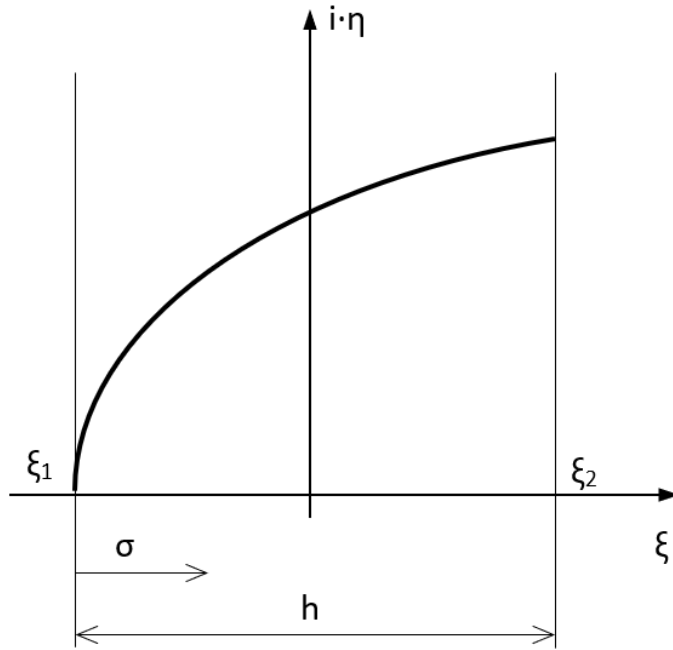
Díky tomu můžeme napsat:

$$dx = d\sigma$$

$$r = R$$

Hodnotu v bodě σ_1 můžeme považovat za nulovou a pokračovat do bodu σ_2 s krokem $d\sigma$. Díky těmto předpokladům můžeme vyřešit integrál pro konstantu lopatkové mříže.

$$a = \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{r} = \int_0^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{R} = \frac{1}{R} \cdot (\sigma_2 - 0) = \frac{\sigma_2}{R} \quad (6.1.1)$$



Obr. 12: Zobrazení lopatky axiálního čerpadla v konformním zobrazení [11]

Dále pro konformní zobrazení ve válčové mříži platí, že hodnota h je rovna σ_2 .

$$h = \sigma_2 \quad (6.1.2)$$

Okrajové podmínky v případě tohoto typu zobrazení lze napsat ve tvaru:

$$\xi_1 = -\frac{\sigma_2}{2}$$

$$\xi_2 = \frac{\sigma_2}{2}$$

Při využití hodnoty pro konstantu lopatkové mříže a výše zmíněných okrajových podmínek lze vypočítat souřadnice na ose ξ .

$$\xi = h \cdot \left(\frac{1}{a} \cdot \int \frac{d\sigma}{r} - \frac{1}{2} \right) = \sigma_2 \cdot \left(\frac{R}{\sigma_2} \cdot \int \frac{d\sigma}{r} - \frac{1}{2} \right) = \sigma - \frac{\sigma_2}{2}$$

Pro výpočet úhlu φ platí rovnice:

$$\eta = \frac{h}{a} \cdot \varphi \quad (6.1.3)$$

Do této rovnice byly dosazeny hodnoty z rovnic (6.1.1) a (6.1.2). Následně byl z rovnice vyjádřen úhel φ .

$$\eta = \frac{\sigma_2 \cdot R}{\sigma_2} \cdot \varphi = R \cdot \varphi$$

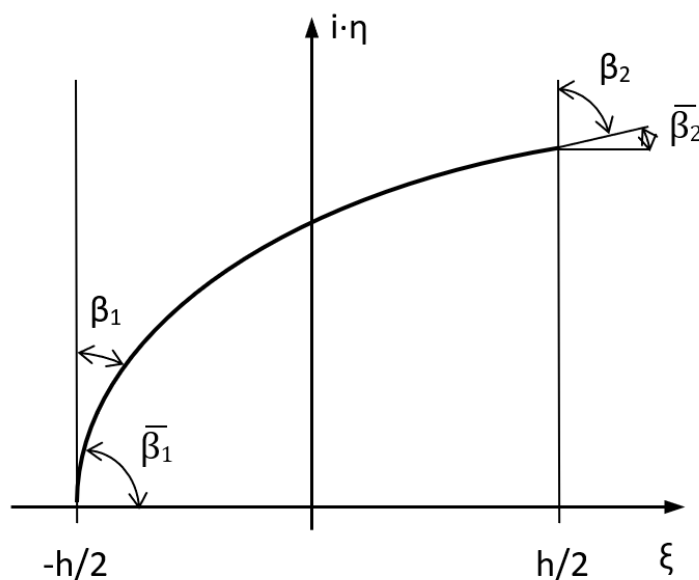
$$\varphi = \frac{\eta}{R}$$

7 NÁVRH TVARU LOPATKY

Lopatka je nejdůležitější částí čerpadla a zároveň i tou nejsložitější. Usměňuje tok čerpaného média a dodává mu mechanickou energii. V ideálním případě je lopatka čerpadla nekonečně tenká. V reálném případě ale vstupují do hry pevnostní faktory a lopatka musí mít nějakou tloušťku. Ta může být, ale nemusí konstantní. Lopatku můžeme navrhnout pomocí dvou metod, které závisí na rychlostních trojúhelnících popsanych v kapitole 4.

7.1 METODA LINEÁRNÍ ZMĚNY ÚHLU BETA

První metodou používanou při návrhu lopatky je metoda lineární změny úhlu $\bar{\beta}$. Použitím této metody zajistíme nejvýhodnější energetický tvar lopatky. Nevýhodou zůstává absence volby úhlu opásání, což může následně způsobit problémy při návrhu profilu na nosném disku.



Obr. 13: Zobrazení lopatky axiálního čerpadla v konformním zobrazení s vyznačenými úhly na vstupu a na výstupu pro metodu lineární změnu úhlu β [11]

Tato metoda vychází z rovnice přímky, která má tvar:

$$\operatorname{tg} \bar{\beta} = \frac{d\eta}{d\xi} = k_1 \cdot \xi + k_2 \quad (7.1.1)$$

Z Obr. 13 lze vyčíst okrajové podmínky

$$\xi = -\frac{h}{2} : \operatorname{tg} \bar{\beta} = \operatorname{tg} \bar{\beta}_1$$

$$\xi = \frac{h}{2} : \operatorname{tg} \bar{\beta} = \operatorname{tg} \bar{\beta}_2$$

Při následném dosazení do rovnice (7.1.1) dostaneme soustavu dvou rovnic se dvěma neznámými.

$$tg\overline{\beta_1} = -k_1 \cdot \frac{h}{2} + k_2 \quad (7.1.2)$$

$$tg\overline{\beta_2} = k_1 \cdot \frac{h}{2} + k_2 \quad (7.1.3)$$

Při sečtení rovnic (7.1.2) a (7.1.3) můžeme vyjádřit konstanty k_1 a k_2 .

$$k_1 = \frac{(tg\overline{\beta_2} - tg\overline{\beta_1})}{h} \quad (7.1.4)$$

$$k_2 = \frac{(tg\overline{\beta_2} + tg\overline{\beta_1})}{2} \quad (7.1.5)$$

Po integraci rovnice (7.1.1) dostaneme tvar rovnice:

$$\eta = k_1 \cdot \frac{\xi^2}{2} + k_2 \cdot \xi + k_3 \quad (7.1.6)$$

Na Obr. 13 je patrná další okrajová podmínka:

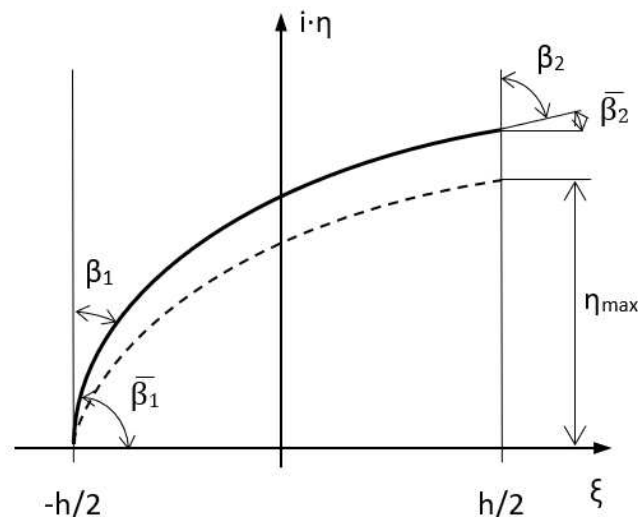
$$\xi = -\frac{h}{2} : \eta = 0$$

Když dosadíme tuto podmínku do rovnice (7.1.6) lze vypočítat i poslední konstantu k_3 .

$$k_3 = \frac{h \cdot (3 \cdot tg\overline{\beta_1} + tg\overline{\beta_2})}{8} \quad (7.1.7)$$

7.2 METODA KVADRATICKÉ ZMĚNY ÚHLU BETA

Pokud je potřeba ovlivnit úhel opásání a tím i délku lopatky, používá se metoda kvadratické změny úhlu β . Nevýhodou metody je možný výskyt inflexního bodu na lopatce.



Obr. 14 Zobrazení lopatky axiálního čerpadla v konformním zobrazení s vyznačenými úhly na vstupu a na výstupu pro metodu kvadratickou změnu úhlu β [11]

Výchozí rovnice pro tuto metodu je:

$$tg\bar{\beta} = \frac{d\eta}{d\xi} = k_1 \cdot \xi^2 + k_1 \cdot \xi + k_2 \quad (7.2.1)$$

První okrajové podmínky jsou stejné jako pro předchozí metodu

$$\xi = -\frac{h}{2} : tg\bar{\beta} = tg\bar{\beta}_1$$

$$\xi = \frac{h}{2} : tg\bar{\beta} = tg\bar{\beta}_2$$

Při dosazení okrajových podmínek do rovnice (7.2.1) dostaneme soustavu dvou rovnic o třech neznámých.

$$tg\bar{\beta}_1 = k_1 \cdot \frac{h^2}{4} - k_2 \cdot \frac{h}{2} + k_3 \quad (7.2.2)$$

$$tg\bar{\beta}_2 = k_1 \cdot \frac{h^2}{4} + k_2 \cdot \frac{h}{2} + k_3 \quad (7.2.3)$$

Pokud tyto rovnice odečteme, můžeme vyřešit konstantu k_2 .

$$k_2 = \frac{(tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1)}{h} \quad (7.2.4)$$

Když sečteme rovnice (7.2.2) a (7.2.3) dostaneme rovnici ve tvaru:

$$tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2 = k_1 \cdot \frac{h^2}{4} + 2 \cdot k_3 \quad (7.2.5)$$

Aby rovnice (7.2.5) byla řešitelná musíme si určit ještě jednu okrajovou podmínku a tou je právě délka lopatky. Okrajová podmínka bude mít následující tvar:

$$\xi = \frac{h}{2} : \eta = \eta_{max}$$

Tuto podmínku dosadíme do integrovaného tvaru rovnice (7.2.1). Nejprve je uveden integrovaný tvar a další rovnice popisuje dosazenou podmínku.

$$\eta = k_1 \left(\frac{\xi^3}{3} + \frac{h^3}{24} \right) + k_2 \left(\frac{\xi^2}{2} - \frac{h^2}{8} \right) + k_3 \left(\xi + \frac{h}{2} \right) + \eta_0 \quad (7.2.6)$$

$$\eta_{max} = k_1 \cdot \frac{h^3}{12} + k_3 \cdot h + \eta_0 \quad (7.2.7)$$

Po doplnění této podmínky vzniká soustava dvou rovnic (7.2.5), (7.2.7) o dvou neznámých k_1 a k_3 .

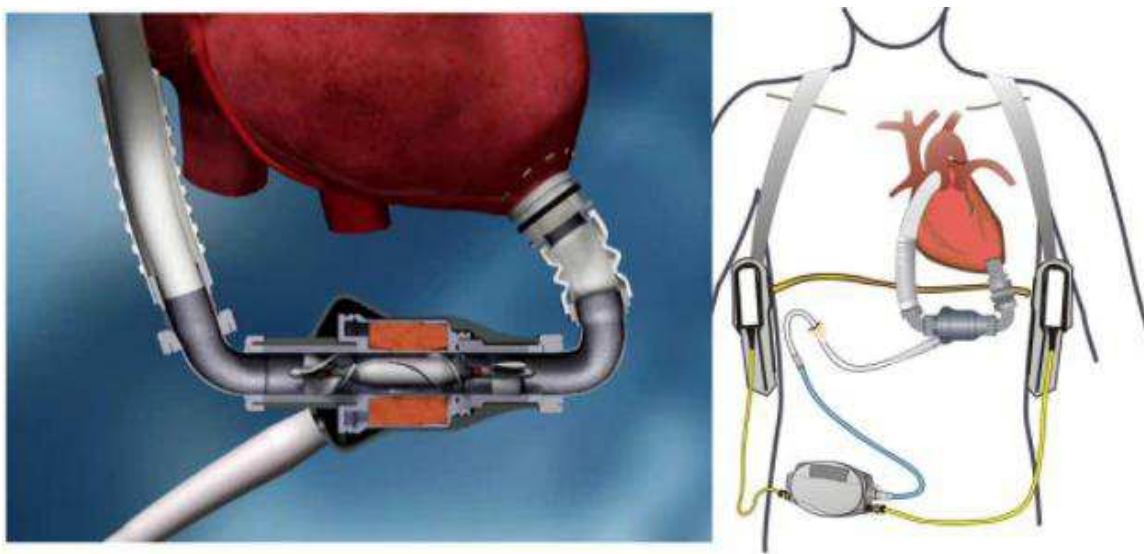
$$k_1 = \frac{3 \cdot (tg\overline{\beta}_1 + tg\overline{\beta}_2)}{h^2} - \frac{6 \cdot \eta_{max}}{h^3} \quad (7.2.8)$$

$$k_3 = \frac{\frac{3}{2} \cdot \eta_{max} - \frac{h}{4} (tg\overline{\beta}_1 + tg\overline{\beta}_2)}{h} \quad (7.2.9)$$

8 ŘEŠENÍ ULOŽENÍ OBĚŽNÝCH KOL

Celé axiální čerpadlo i se svojí skříní je konstruováno jako podpora srdeční činnosti nebo také srdeční pumpa. V současnosti jsou tyto podpory využívány pro pacienty čekající na transplantaci nového srdce.

Na obrázku 15 je znázorněna srdeční podpora společnosti IKEM. Tato podpora má pouze jedno oběžné kolo, které zajišťuje potřebnou dopravní výšku a je voperována pouze na levé srdce. Pohon oběžného kola zajišťuje prstencový elektromotor. Druhou část tvoří satorové lopatky, které mají za úkol zpětné narovnání proudu roztočené kapaliny vycházející z oběžného kola. [12]

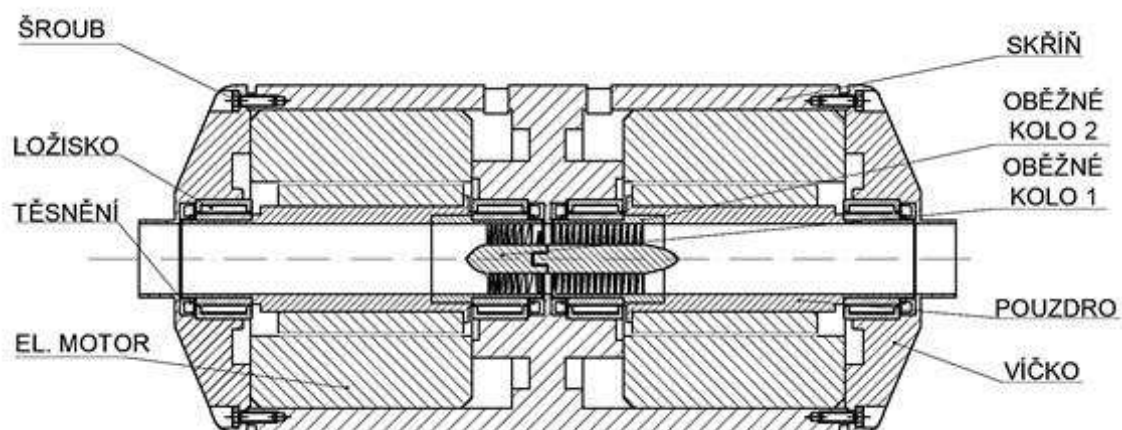


Obr. 15: Implantabilní dlouhodobá srdeční podpora [12]

Myšlenkou této práce je nahrazení satorových lopatek aktivním prvkem čili druhým oběžným kolem s lopatkami. Tím dojde k rozdělení dopravní výšky na dva rotory, což vede k následnému snížení otáček. Druhé oběžné kolo také bude plnit funkci satorových lopatek a bude narovnávat proud kapaliny vystupující z čerpadla.

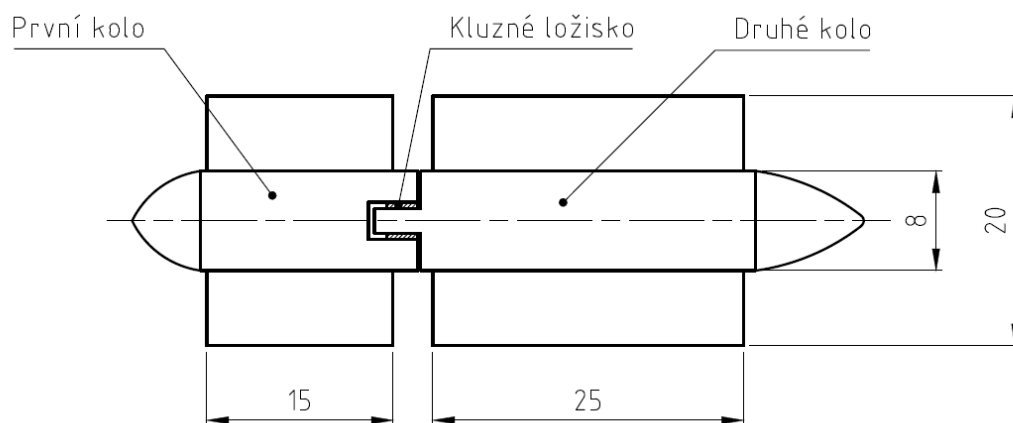
Konstrukční řešení včetně uložení oběžných kol je vypracováno panem Bc. Karlem Trlicou v jeho diplomové práci.

Jeho koncepce spočívá v pohonu obou kol pomocí prstencových motorů. Čímž se lehce dosáhlo protiběžnosti obou oběžných kol. Díky tomu lze také regulovat otáčky jednotlivých kol nezávisle na sobě. Těsnění je zajištěno pomocí těsnících kroužků.



Obr. 16: Konstrukční řešení

Na obrázku níže je detail uložení obou oběžných kol. Obě kola jsou upnuta i na vnější straně do tělesa rotoru, což není přímo patrné z obrázku.



Obr. 17: Detail uložení oběžných kol

9 NÁVRH OBĚŽNÝCH KOL

Pro návrh oběžných kol je zapotřebí znát návrhový bod čerpadla, pro který se bude čerpadlo navrhovat a optimalizovat. Vnější rozměr oběžného kola je znám z konstrukčního řešení. Ostatní parametry byly zadány, popřípadě byly navrženy po domluvě s vedoucím diplomové práce.

| | |
|------------------------------|--|
| Jmenovitý průtok: | $Q = 0,12 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| Dopravní výška: | $H = 1,2 \text{ m}$ |
| Vnější průměr oběžného kola: | $D = 20 \text{ mm}$ |
| Průměr náboje: | $d = 8 \text{ mm}$ |

Nejprve se navrhovalo a optimalizovalo první oběžné kolo. Následně bylo navrženo a optimalizováno druhé oběžné kolo.

9.1 NÁVRH PRVNÍHO OBĚŽNÉHO KOLA

Zadanou podmínkou návrhu axiálního dvoustupňového čerpadla je dodržení minimálních provozních otáček. Pro splnění této podmínky byla zadaná dopravní výška rozdělena rovnoměrně mezi obě oběžná kola.

$$H_1 = H_2 = \frac{H}{2} = 0,6 \text{ m} \quad (8.1.1)$$

Také byl zvolen počet lopatek oběžného kola. S ohledem na dynamické vlastnosti stroje se vždy volí lichý a sudý počet lopatek. Volí se takto především kvůli ochraně před vysokofrekvenčními pulzacemi, které mohou vznikat následkem interakcí oběžných kol. I přesto je potřeba ověřit při měření prototypu, zda pulzace opravdu nevznikají.

$$z_1 = 3$$

Dalším krokem v návrhu oběžného kola byl výpočet otáček.

9.1.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍCH OTÁČEK

Minimální otáčky lze spočítat ze vztahu pro specifické otáčky uvedeném v rovnici (1.1.2). Přičemž po konzultaci s vedoucím diplomové práce jsme stanovili hodnotu minimálních specifických otáček pro axiální čerpadlo na $n_s = 450$.

$$n_{návrh} = \frac{n_s}{3,65} \cdot \sqrt{H_1} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{H_1}}{Q}} = \frac{450}{3,65} \cdot \sqrt{0,6} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{0,6}}{0,00012}} = 7672,6 \text{ min}^{-1}$$

Pro další výpočet uvažujeme otáčky oběžného kola $n = 7700 \text{ min}^{-1}$.

9.1.2 VÝPOČET RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ

- Výpočet unášivé rychlosti

$$u_1 = u_2 = 2\pi \cdot R \cdot n = 2\pi \cdot \frac{7}{1000} \cdot \frac{7700}{60} = 5,644 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Výpočet meridiální složky absolutní rychlosti**

$$c_{m_1} = c_{m_2} = \frac{Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{0,12 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0,02^2 - 0,008^2)} = 0,455 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Výpočet unášivé složky absolutní rychlosti**

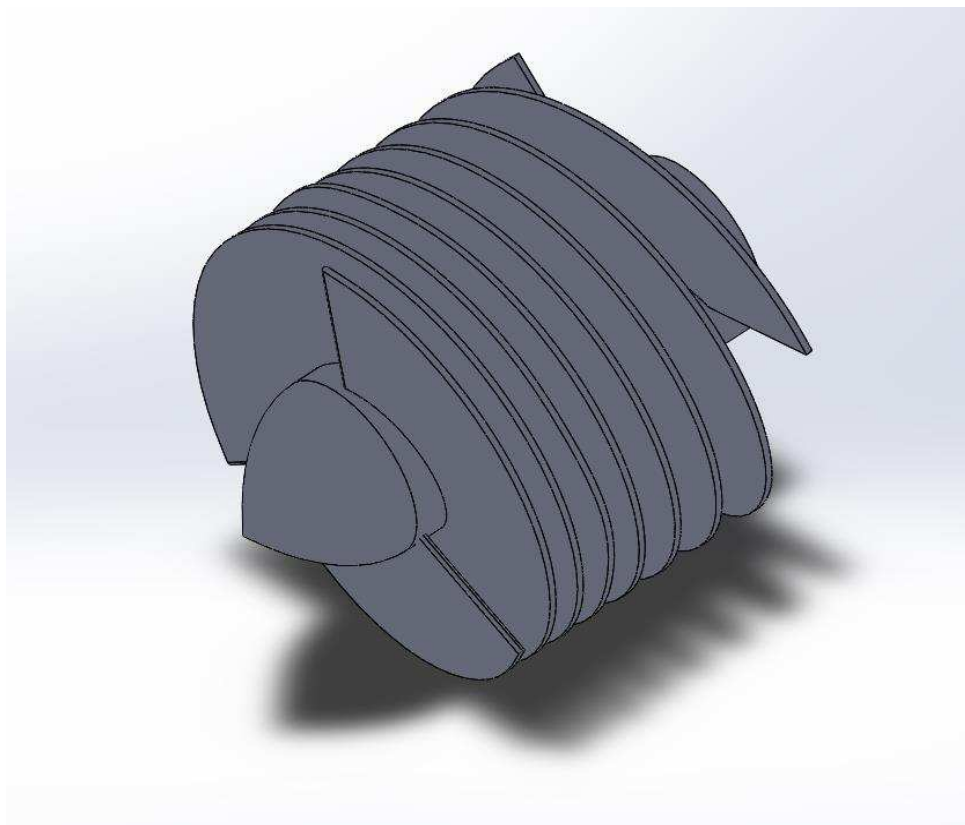
Návrhový bod leží mimo oblast platnosti Erhartova diagramu, proto byla hodnota účinnosti zvolena: $\eta_h = 60 \%$.

$$c_{u_2} = \frac{g \cdot H}{\eta_h \cdot u_2} = \frac{9,81 \cdot 0,6}{0,6 \cdot 5,644} = 1,738 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

9.1.3 NÁVRH GEOMETRIE PRVNÍHO OBĚŽNÉHO KOLA

K návrhu geometrie byla využita teorie konformního zobrazení a lineární změny úhlu β , čímž bylo dosaženo energeticky nejvýhodnějšího profilu lopatky. Teoreticky jsou tyto výpočty uvedeny v kapitolách 5 a 6. Geometrie byla nejprve propočítána na třech proudnicích. Úhel opásání proudnice na náboji byl přibližně poloviční oproti úhlu opásání na vrcholu lopatky. Proto byly následně použity hodnoty úhlu opásání ze střední proudnice i pro ostatní proudnice. Jelikož byl výsledný úhel opásání vysoký, při návrhu lopatek nebyly použity profily NACA, ale pouze profil s konstantní tloušťkou po celé délce lopatky. Náboj čerpadla byl upraven tak, aby na něm nedocházelo k odtržení proudu na vstupu do lopatky.

Model oběžného kola pro výpočet byl vytvořen v programu SOLIDWorks.



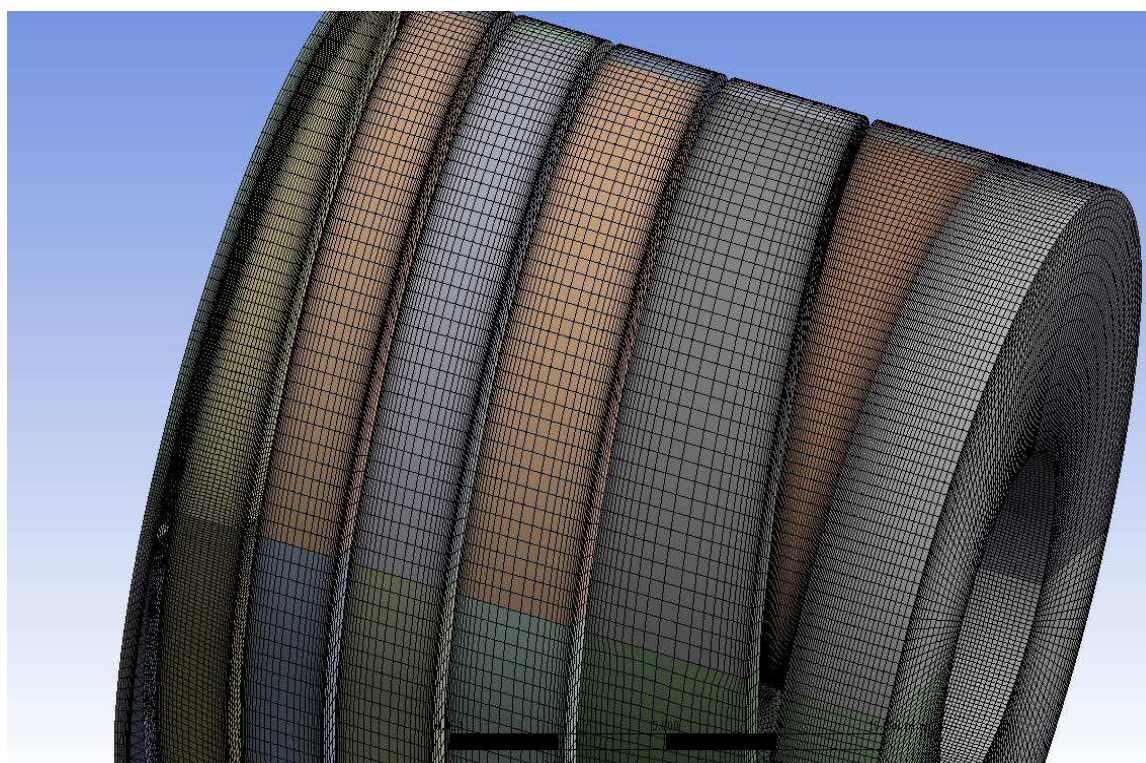
Obr. 18: Geometrie prvního oběžného kola

9.1.4 TVORBA VÝPOČETNÍ SÍTĚ

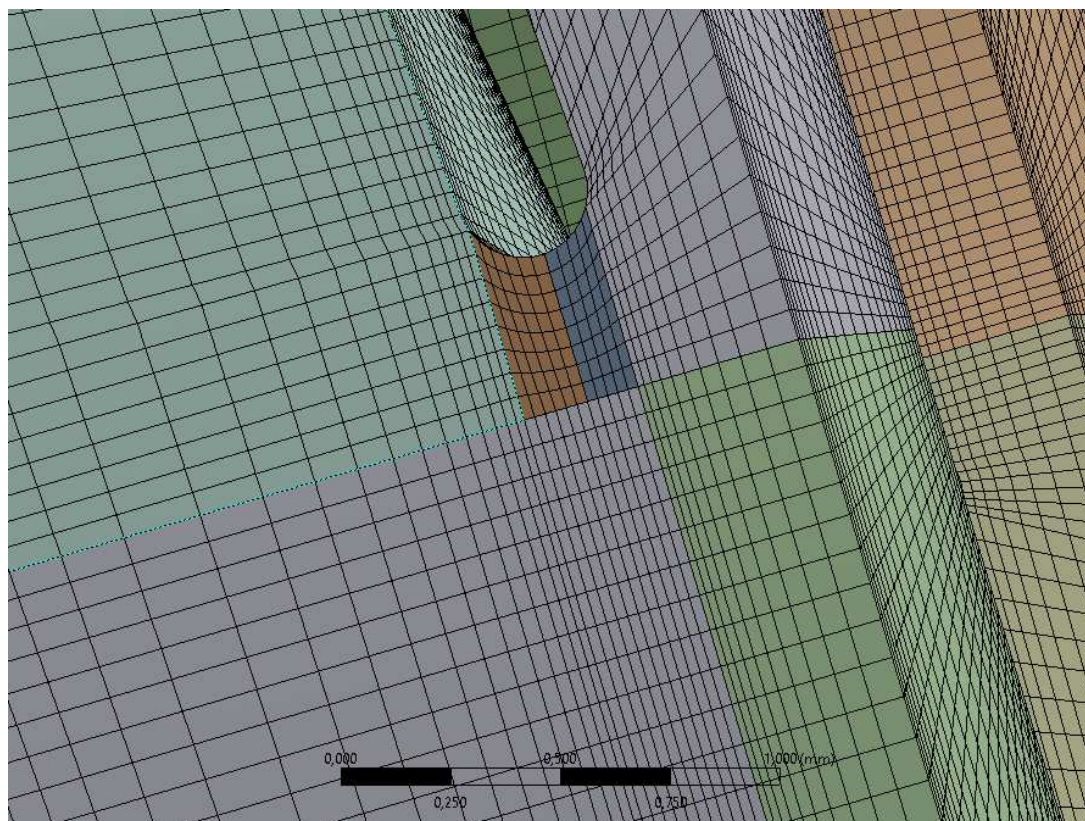
Následně byla geometrie kola převedena do programu ANSYS DesignModeler. Zde se provedly finální úpravy geometrie, pro kterou byla v dalším kroku vytvořena výpočetní síť.

Tvorba sítě proběhla v programu ANSYS Meshing. Velikost výpočetní sítě neovlivňuje pouze přesnost výsledků, ale i dobu výpočtu, proto byla síť upravena tak, aby byla v akademických podmínkách vypočitatelná.

Při tvorbě sítě je také zapotřebí hlídat její kvalitu. Tím je myšleno, že v oblastech poblíž neprůchodných stěn by měla být síť jemnější, tzn. mělo by zde být více buněk. Je to především pro podchycení mezní vrstvy. Obdobně se síť zjemňuje i v oblastech, kde čekáme vznik vířivého proudění, případně je to oblast našeho zájmu.



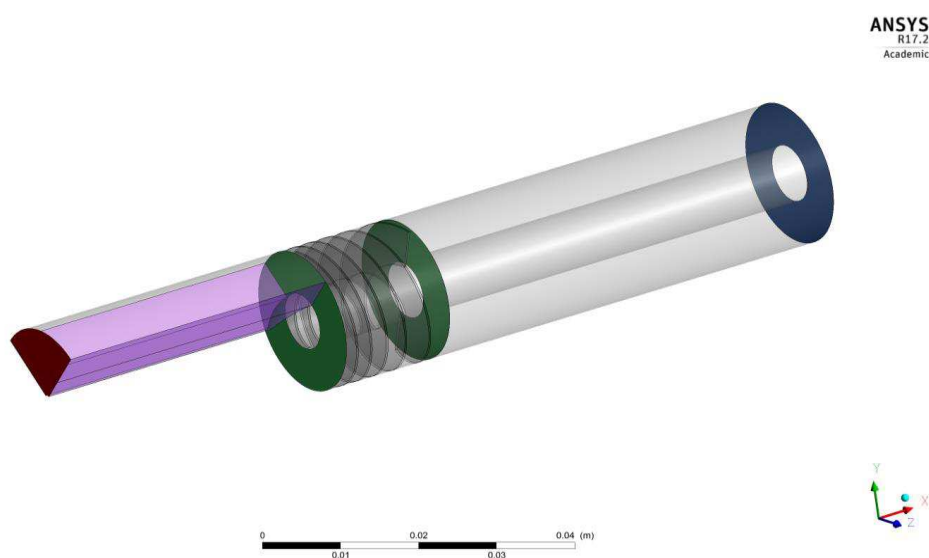
Obr. 19: Výpočetní síť prvního kola



Obr. 20: Detail sítě na vstupu prvního oběžného kola

9.1.5 VÝPOČET OBĚŽNÉHO KOLA

Pro samostatný výpočet byl zvolen program CFX. Výpočtový model byl nastaven k- ϵ . Nejprve byl propočet spuštěn na nižší řády přesnosti (upwind 1. řádu) a následně byla úloha dopočítána pro vyšší řády přesnosti k dosažení přesnějších výsledků. Výpočet byl zastaven až když hodnoty reziduí klesly pod hodnotu 10^{-4} . Okrajové podmínky byly nastaveny dle obrázku níže.



Obr. 21: Nastavení okrajových podmínek

Jak je vidět na obrázku, tak směr proudu je zleva doprava. Na vstupu označeném červenou barvou byl nastaven průtok dle zadání. Pouze se určí jako celkový pro všechny oblasti tzn. pro celý 360stupňový vstup. Výstup označen modrou barvou se nastavil jako tlakový. Hodnota tlaku na výstupu z levé komory srdce je 16 kPa [12]. Oblasti interakce (označeny zeleně) mezi vstupní doménou, oběžným kolem a výstupní doménou se spojili pomocí Frozen rotor. Po přepnutí na výpočetní metody ze steady na transient byla tato spojení nahrazena za transient stator and rotor. Fialová barva ukazuje podmínku rotační periodicity.

9.1.6 OPTIMALIZACE PRVNÍHO OBĚŽNÉHO KOLA

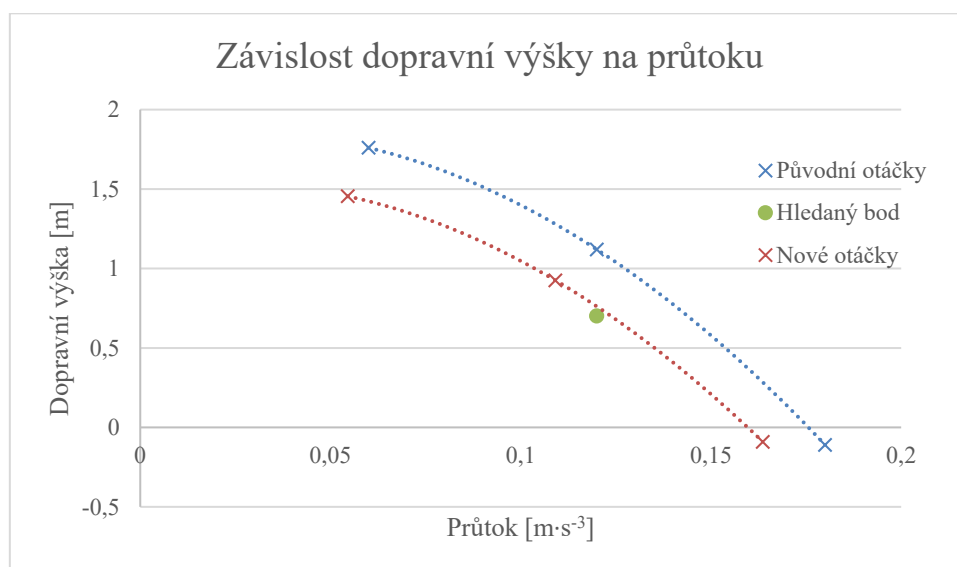
V případě, že by výsledky neodpovídaly hledaným hodnotám čerpadla, je zapotřebí toto kolo optimalizovat. Nejjednodušší je provést další dva CFX výpočty se stejnými otáčkami oběžného kola s padesáti a stopadesáti procentním průtokem. Z výsledků výpočtu dostaneme částečnou charakteristiku oběžného kola pro dané otáčky.

Následně tuto charakteristiku přeneseme pomocí afinních vztahů pro dopravní výšku a průtok na požadované hodnoty.

$$H' = H \cdot \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (4.1.1)$$

$$Q' = Q \cdot \left(\frac{n'}{n}\right) \quad (4.1.2)$$

Kde hodnoty označené čárkou označují požadovanou hodnotu a hodnoty bez indexu jsou výsledky CFX výpočtu.



Graf 1: Závislost dopravní výšky na průtoku (pro konstantní otáčky)

S posunem charakteristiky dojde i k posunutí optimální hodnoty účinnosti, případně může dojít ke vzniku rázu. Pokud nastane jeden z těchto jevů je nutné změnit geometrii oběžného kola, tzn. vrátit se na začátek a provést celý výpočet s novou hodnotou otáček.

9.2 NÁVRH DRUHÉHO OBĚŽNÉHO KOLA

Druhé oběžné kolo bylo navrhováno stejnou cestou jako první kolo. Dopravní výška druhého kola již byla určena v rovnici (9.1.1).

$$H_2 = 0,6 \text{ m}$$

Počet lopatek oběžného kola se volil s ohledem na předpoklady zmíněné v kapitole 9.1.

$$z_2 = 2$$

Minimální otáčky se tentokrát nepočítaly ze specifických otáček, ale pro první výpočet se použily stejné otáčky, které mělo optimalizované první kolo. Směr otáčení byl samozřejmě opačný. Následně se zvyšovaly či snižovaly podle potřeby, aby byly splněny zadané podmínky.

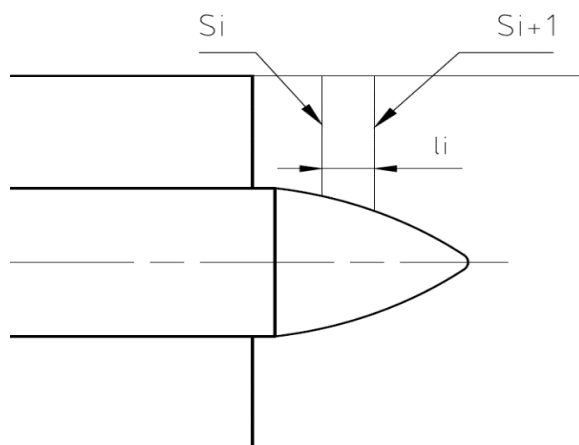
9.2.1 TVORBA GEOMETRIE DRUHÉHO OBĚŽNÉHO KOLA

Opět byly nejprve vypočteny rychlostní trojúhelníky. Příklad výpočtů můžete vidět v návrhu prvního kola. Geometrie druhého kola byla následně navržena stejnou cestou jako v případě prvního kola. Pouze bylo potřeba navíc propočítat tvar zakončení náboje a provést korekci výstupního úhlu na konečný počet lopatek.

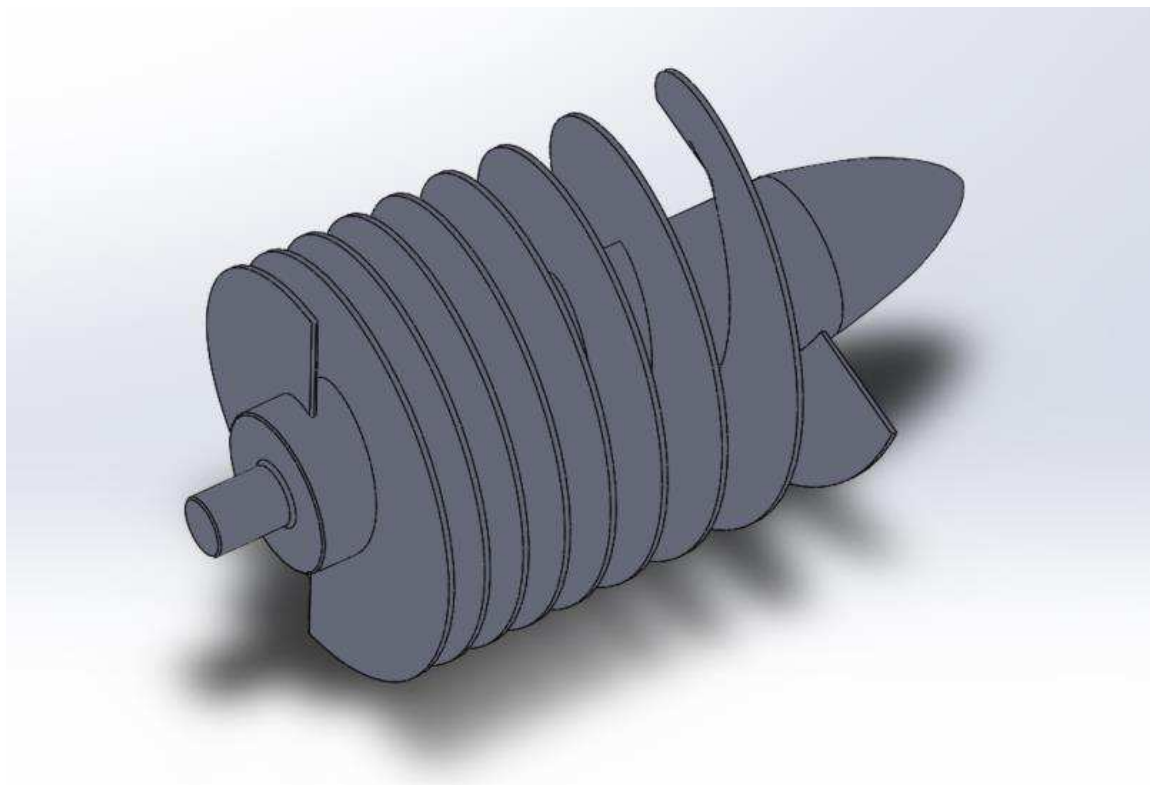
9.2.2 NÁVRH ZAKONČENÍ NÁBOJE

Pro čerpadlové náboje neexistuje žádná teorie, podle které by bylo možné navrhnout zakončení náboje. Proto byla zvolena teorie pro návrh náboje Kaplanovy turbíny. Ta říká, že rozdíl průtočných ploch podělený jejich vzdáleností musí být v daném poměru.

$$\frac{\sqrt{S_{i+1}} - \sqrt{S_i}}{l_i} = \frac{1}{5} \div \frac{1}{8} \quad (4.1.1)$$



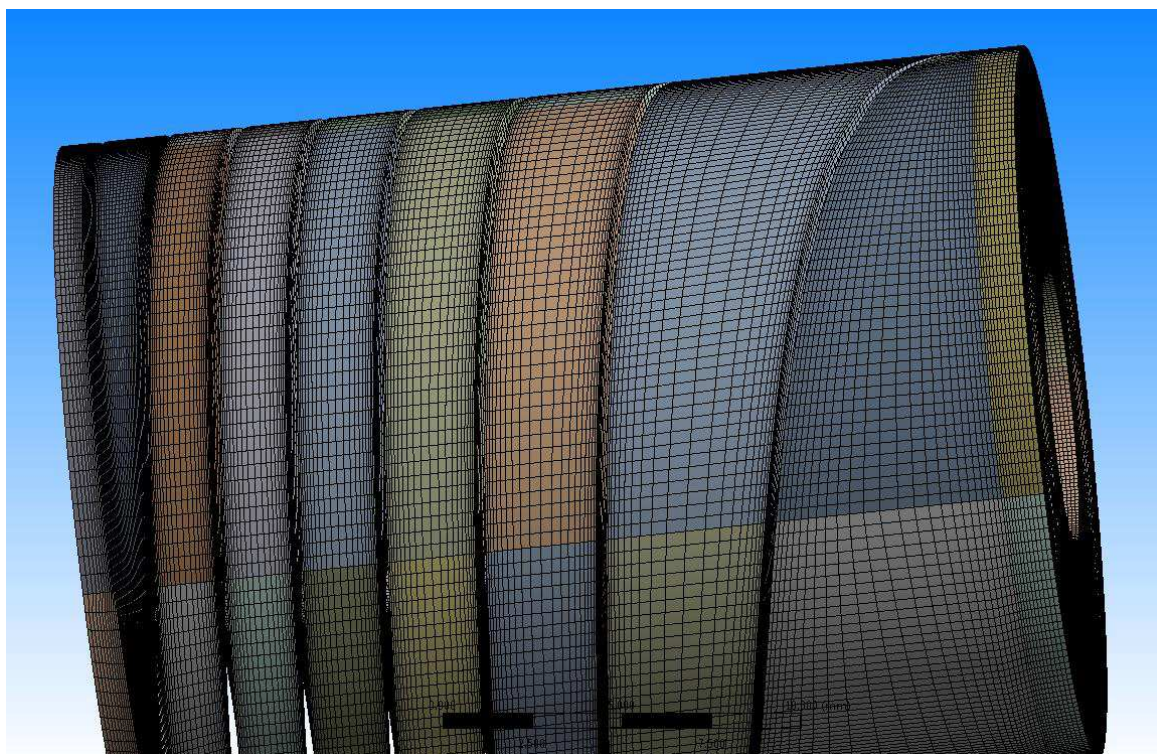
Obr. 22: Návrh zakončení náboje [11]



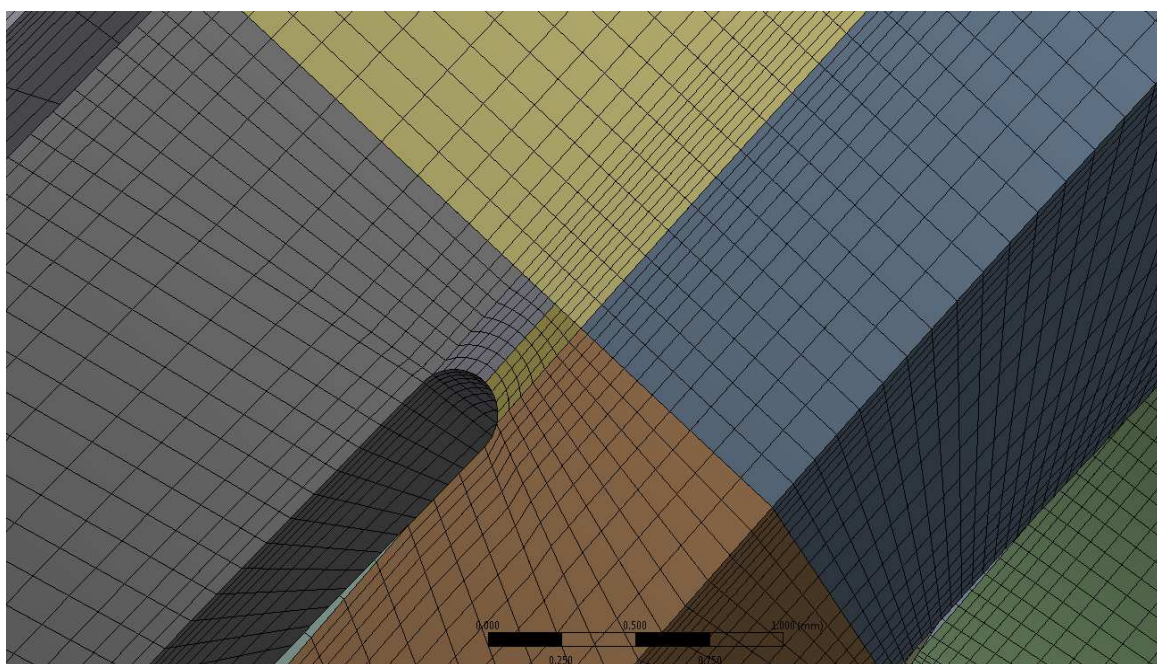
Obr. 23: Geometrie druhého oběžného kola

9.2.1 TVORBA VÝPOČETNÍ SÍTĚ

Pro vytvoření výpočetní sítě byl použit stejný postup jako v případě prvního kola. Opět byl použit program ANSYS Meshing. Důraz se kladl na zjemnění výpočetní sítě v oblastech mezní vrstvy a oblastech našeho zájmu.



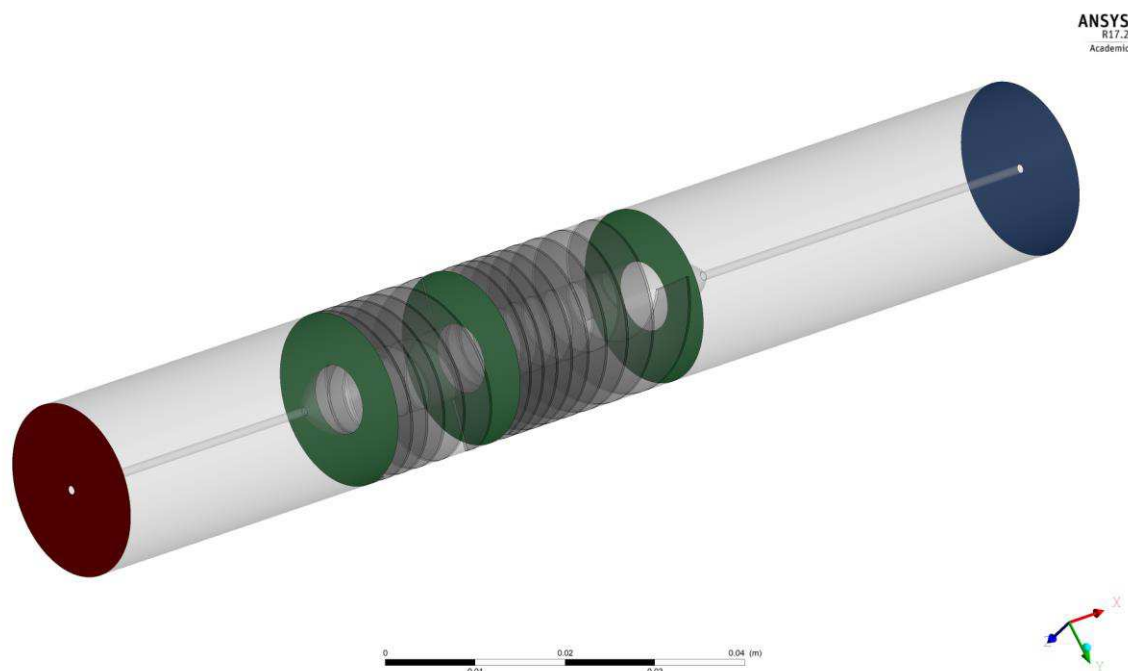
Obr. 24: Výpočetní síť na druhém kole



Obr. 25: Detail sítě na vstupu druhého kola

9.2.2 VÝPOČET CELÉHO ČERPADLA

Výpočet čerpadla opět probíhal v programu CFX. Princip a postup výpočtu byl stejný jako v případě prvního kola, který je popsán v kapitole 9.1.5. Na obrázku níže jsou opět znázorněny okrajové podmínky.

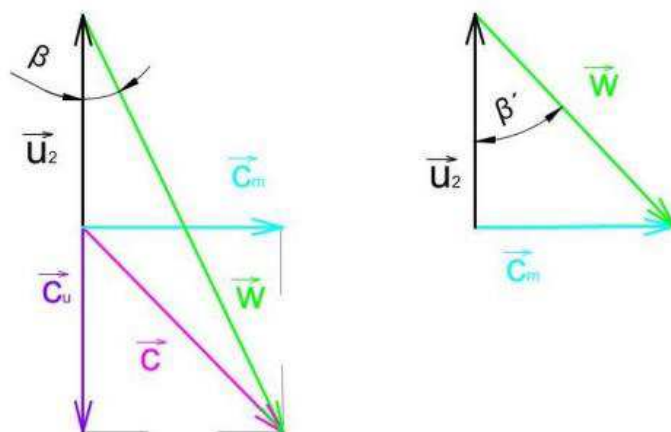


Obr. 26: Nastavení okrajových podmínek

Červená barva znázorňuje vstupní podmínku, která byla průtoková dle zadání. Výstup je znázorněn modře. Opět byla nastavena hodnota 16 kPa, která odpovídá výstupnímu tlaku levého srdce. Oblasti interakce mezi vstupní doménou, oběžným kolem a výstupní doménou se spojili pomocí metody Stage (na obrázku označené zelenou barvou). Ta se používá právě pro tento typ úloh, protože velmi zjednodušeně řečeno pracuje nezávisle na počáteční poloze obou rotorů vůči sobě. Následně při přepnutí metody na transient byla opět nastavena oblast jako transient rotor and stator.

9.2.3 KOREKCE DRUHÉHO STUPNĚ NA KONEČNÝ POČET LOPATEK

Jelikož metoda lineárního přírůstku úhlu $\tan\beta$, kterou byla lopatka navržena, je odvozena za předpokladu nekonečně husté lopatkové mříže, tak je nutné provést korekci výstupního úhlu na konečný počet lopatek. Navrhovaná lopatková mříž má tři lopatky. Směr proudící kapaliny není v celém lopatkovém kanále konstantní. Kapalina proudí kolem lopatky s požadovaným úhlem, uprostřed lopatkového kanálu je však tento úhel menší. Proto se musí výstupní úhel navrhnout o něco větší, než je ve skutečnosti výstupní úhel kapaliny. Hodnotu, o kterou se úhel lopatky musí přetáhnout, musíme určit až z výsledků virtuálního experimentu v programu CFX. Proto byl nejprve proveden výpočet s lopatkami bez korekce a až následně byly lopatky korigovány na požadovaný úhel. [11]



Obr. 27: Korekce výstupního úhlu na konečný počet lopatek [7]

Vlevo je schematicky znázorněný výstupní úhel bez korekce. Vpravo je zobrazený korigovaný výstupní úhel.

Hodnotu korigovaného úhlu lze vypočítat numericky na základě znalosti goniometrických funkcí. Předpokládáme, že meridiální složka rychlosti se zachovává. Poté můžeme napsat rovnici:

$$\operatorname{tg} \beta \cdot (u_2 + c_{u2}) = \operatorname{tg} \beta' \cdot u_2 \quad (4.1.1)$$

Pokud z rovnice vyjádříme korigovaný úhel β' , dostaneme tvar:

$$\beta' = \operatorname{arctg} \left(\operatorname{tg}(\beta) \cdot \frac{u_2 + c_{u2}}{u_2} \right) \quad (4.1.1)$$

Rychlost c_{u2} , můžeme vyjádřit z Eulerovy čerpadlové rovnice, uvedené v kapitole 3. Finální podoba vztahu pro korigovaný úhel β' můžeme napsat ve tvaru:

$$\beta' = \operatorname{arctg} \left[\operatorname{tg}(\beta) \cdot \left(1 + \frac{g \cdot H}{\eta_h \cdot u_2^2} \right) \right] \quad (4.1.1)$$

10 VYHODNOCENÍ VÝPOČTŮ

K vyhodnocení výpočtů se používá CFX-Post. Ten umí vyhodnotit různé středované hodnoty či vykreslit různé veličiny v konformním zobrazení. Má v sobě také zabudovaný skript na vyhodnocení kroutícího momentu, totálního tlaku a dalších veličin pro zjištění hydraulické účinnosti.

V této kapitole je zhodnocen konečný výsledek diplomové práce. Výsledek práce splňuje podmínku zadaného návrhového bodu. Bohužel se nepovedlo splnit podmínku na bezrotační výstup. Během výpočtů se sice povedlo proud ustálit, ale v tom případě se začalo druhé oběžné kolo chovat jako turbína a začalo ze systému odebírat energii.

Pro vyhodnocení, zda se jedná o ustálené proudění, byla stanovena podmínka:

$$\frac{c_{u,stř}}{c_m} \leq 0,1$$

Unášivá složka rychlosti nemá v průřezu na výstupu konstantní hodnotu. Proto byla programem CFX-Post provedeno středování této rychlosti podle vztahu:

$$c_{u,stř} = \frac{1}{S} \cdot \int_S c_u \cdot dS$$

Střední hodnota rychlosti byla vypočítána na hodnotu

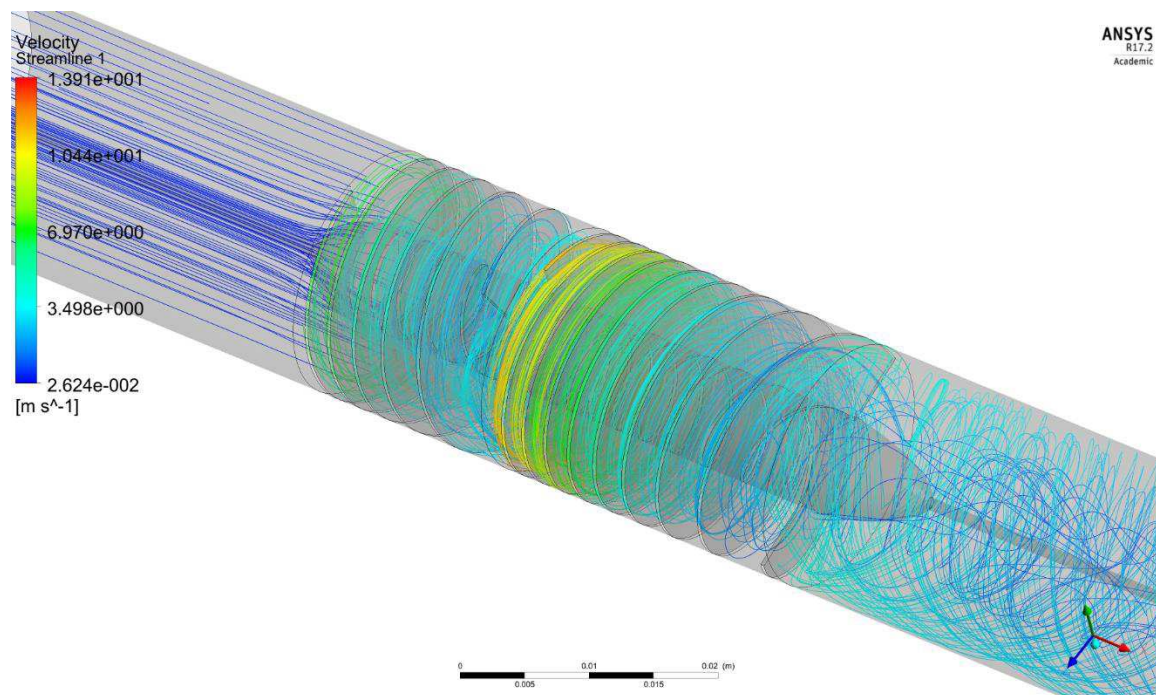
$$c_{u,stř} = 0,448589 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pokud tuto hodnotu dosadíme do vztahu uvedeného výše a hodnotu meridiální rychlosti dosadíme dle kapitoly 9.1.2, dostaneme poměr

$$\frac{c_{u,stř}}{c_m} = \frac{0,448589}{0,455} = 0,986$$

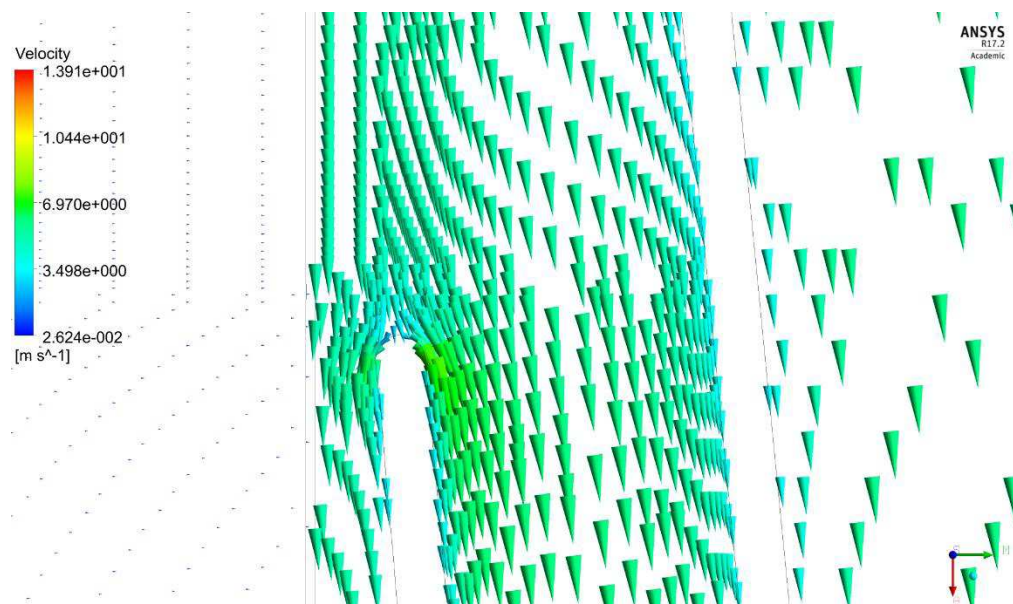
Tento poměr je rozhodně větší, než který byl stanoven pro podmínku ustáleného proudění.

Na obrázku 28 jsou zobrazeny proudnice, které ilustračně potvrzují, že se nepodařilo splnit podmínku ustálení proudu. Doména vstupu a výstupu je zobrazena v absolutních rychlostech, zatímco obě kola jsou zobrazena v rychlostech relativních. Proto jsou proudnice v oblastech přechodu domén zlomeny. Zobrazení kol v absolutních rychlostech nebylo možné, jelikož si program CFX-Post nedokázal poradit se zakřiveným povrchem

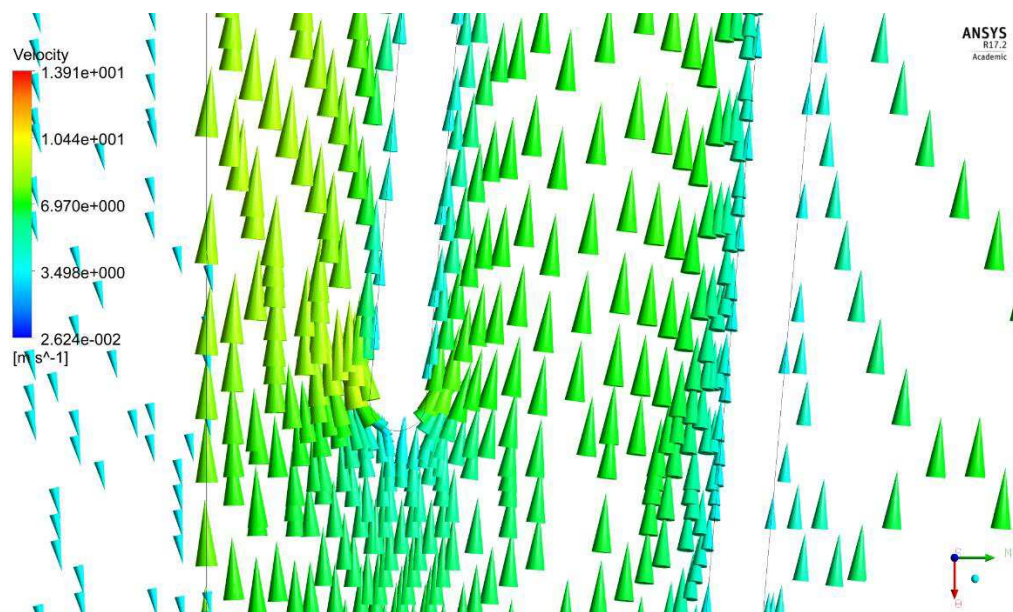


Obr. 28: Vykreslení proudnic v čerpadle

Jedním z požadavků bylo také vytvořit na obou kolech tzv. bezrázový vstup. Ten je nutný pro hladký chod stroje. Aby byl vstup bezrázový, musí mít relativní rychlost v oblasti náběžné hrany stejný směr jako lopatka. Lopatka se podle tohoto úhlu navrhuje, takže by měla podmínka bezrázového vstupu splněna prakticky vždy. Pokud by bylo čerpadlo provozováno i v jiném než návrhovém bodě, nemusel by vstup zůstat bezrázový a mohlo by dojít k odtržení mezní vrstvy.

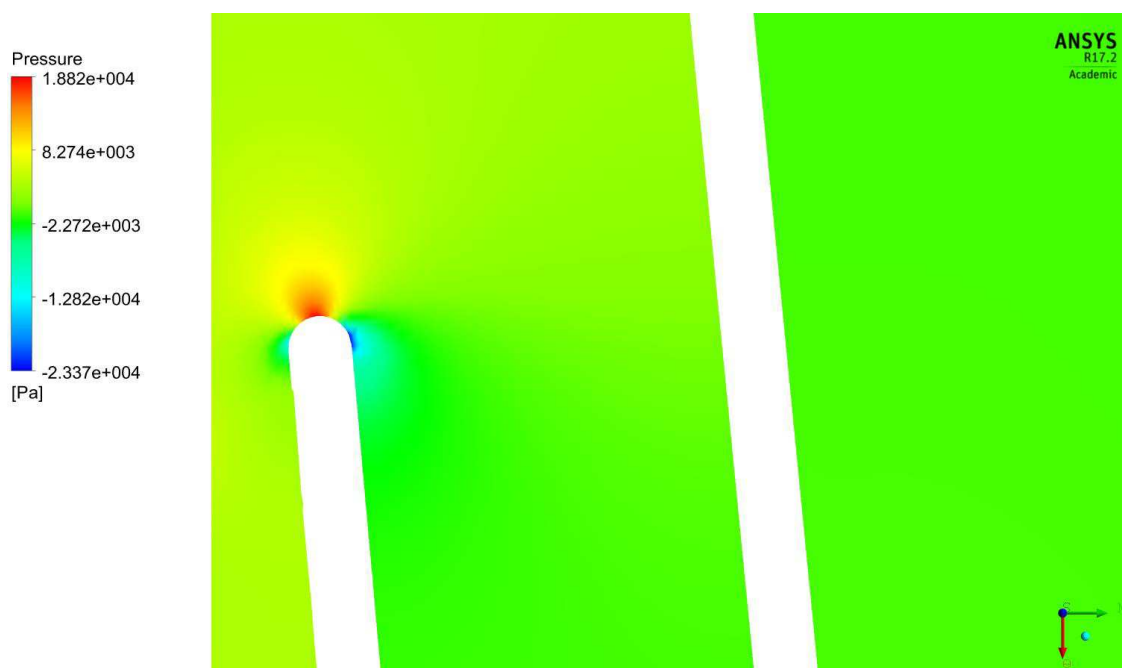


Obr. 29: Bezrázový vstup na prvním kole



Obr. 30: Bezrázový vstup na druhém kole

Další nebezpečí pro oběžná kola je kavitace. Nejnebezpečnější místo pro vznik kavitace je vstup na prvním kole a se určuje z tlaků na lopatce.



Obr. 31: Rozložení relativních tlaků na lopatce

Z obrázku výše je patrné, že nejnižší relativní tlak vzniká za hranou lopatky a jeho hodnota je -23365 Pa. Když tuto hodnotu odečteme od atmosférického tlaku dostaneme hodnotu 77960 Pa. Tato hodnota je výrazně vyšší než hodnota sytých par pro teplotu 25°C , která má hodnotu $p' = 2340$ Pa. [16]

Posledním sledovaným faktorem bylo smykové napětí. To nemá takový vliv u vody, ale především u krve. Tam by mohlo dojít je znehodnocení krve, především červených krvinek. Maximální dovolená hodnota smykového napětí se se v různých literaturách liší.

Pohybuje se v řádech 600 až 800 Pa [12]. Výsledná hodnota smykového napětí byla u mého výpočtu 583 Pa, což je těsně pod hranicí únosnosti. Při další optimalizaci čerpadla by bylo potřeba dbát i na tento ukazatel.

10.1 PARAMETRY PRVNÍHO KOLA

První oběžné kolo bylo nejprve počítáno zvlášť a poté dohromady s druhým oběžným kolem jako celek. Výsledky se od sebe příliš nelišily. Došlo k nepatrnému poklesu dopravní výšky a účinnosti. Uvedené výsledky byly vypočteny pro čerpadlo jako celek.

Přehled sledovaných parametrů

| | | |
|----------------|----------|---------------------------|
| Otáčky | n_1 | 7200 [min ⁻¹] |
| Průtok | Q | 0,12 [l·s ⁻¹] |
| Dopravní výška | H_1 | 0,652 [m] |
| Účinnost | η_1 | 0,566 [-] |
| Radiální síla | F_{r1} | $7,38 \cdot 10^{-4}$ [N] |
| Axiální síla | F_{a1} | 0,71 [N] |
| Točivý moment | M_{k1} | 0,0022 [N·m] |

10.2 PARAMETRY DRUHÉHO KOLA

Přehled sledovaných parametrů

| | | |
|----------------|----------|---------------------------|
| Otáčky | n_2 | 7200 [min ⁻¹] |
| Průtok | Q | 0,12 [l·s ⁻¹] |
| Dopravní výška | H_2 | 0,599 [m] |
| Účinnost | η_2 | 0,42 [-] |
| Radiální síla | F_{r2} | $2,98 \cdot 10^{-4}$ [N] |
| Axiální síla | F_{a2} | 2,68 [N] |
| Točivý moment | M_{k2} | 0,005 [N·m] |

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout geometrii dvoustupňového axiálního čerpadla pro návrhový bod za použití co nejnižších otáček. Druhý stupeň měl také suplovat funkci statického vratného kola a ustalovat proudění. Toho se mělo dosáhnout použitím rotace v opačném smyslu otáčení než u prvního stupně. Geometrie lopatek byla navržena klasickými metodami vycházejícími z rychlostních trojúhelníků. Následně byla vytvořena výpočetní síť, která se upravila s ohlednutím na výpočetní a časové možnosti. Optimalizace oběžných kol probíhala především na splnění návrhového bodu při co nejnižší unášivé složce výstupní rychlosti. Pro zajištění minimálních otáček byla snaha rovnoměrně rozdělit dopravní výšku na obě kola.

Návrhového bodu se navrženými lopatkami povedlo dosáhnout. Celková dopravní výška čerpadla byla $H = 1,252$ m při zadaném průtoku $Q = 0,12 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$. Podmínka na bezrotační výstup však při tomto řešení zůstala nesplněna. Ta by mohla být splněna při dalším výzkumu a optimalizaci, případně vyzkoušet navržení druhé lopatky pomocí metody kvadratického přírůstku úhlu β . Další možností je použití žeber za výstupem z druhého stupně, které by uklidňovaly proudění.

Vyhodnocováno bylo také riziko vzniku kavitace na lopatkách, ale z výsledků je patrné, že ke kavitaci nedochází. Posledním sledovaným faktorem bylo smykové napětí, které je pro krev velmi důležité, aby nedocházelo k destrukci červených krvinek. To vyšlo těsně pod hranici únosnosti. Takže při další optimalizaci je třeba dbát i na tento parametr.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VARCHOLA, Michal. Hydrostatické čerpadlá. Bratislava: Vysoká škola technická, 1988.
- [2] MELICHAR, Jan. Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [3] BRADA, Karel. Hydrodynamická čerpadla. 2. přeprac. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-01-00802-9
- [4] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. Hydraulické stroje: Technický průvodce. 1. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1992, 752 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [5] DEBRECZENI, Ondřej. 2005. Potrubní technika. Brno. Provizorní učební text. Vysoké učení technické.
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla. In: Transformační technologie [online]. Brno: VUT v Brně, 2016 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/vodni-turbiny-a-hydrodynamickacerpadla.html>
- [7] MÜLLER, P.: Vícetupňové čerpadlo s protiběžnými koly. Diplomová práce, VUT v Brně, 2017.
- [8] STAREČEK, J. Návrh axiálního čerpadla pro zadané parametry. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 51 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc
- [9] NECHLEBA, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství: Vysokošká učebnice pro obor vodní stroje a zařízení: Určeno konstruktérům a provoz. inž. 2., rozš. vyd. Praha: SNTL, 1962. Řada strojírenské literatury.
- [10] NECHLEBA, M.: Vodní turbíny I. Brno: Vysoké učení technické, 1990.
- [11] HALUZA, M.: Přednášky z předmětu Tekutinové stroje, akad. r. 2017/2018.
- [12] HILL, Richard W., Gordon A. WYSE a Margaret ANDERSON. Animal physiology. 3rd ed. Sunderland, Massachusetts: Sinauer Associates, c2012. ISBN 978-0-87893-559-8.
- [13] JAV. Srdeční pumpy zachraňují životy už 10 let. In: Česká televize: ČT24 [online]. 3.4.2015 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://www.ceskatelevize.cz/ct24/domaci/1107554-srdecni-pumpy-zachranuji-zivoty-uz-10-let>
- [14] ŁAZARKIEWICZ, S. a A. T. TROSKOLANSKI: Impeller pumps. 1st ed., rev. and enl. New York: Pergamon Press, 1965.

- [15] NEUMANN, B.: The interaction between geometry and performance of a centrifugal pump. London: Mechanical Engineering Publications, c1991. ISBN 0852987552.
- [16] RAŽNJEVIĆ, Kuzman. Termodynamické tabuľky. Bratislava: Alfa, 1984. Edícia energetickej literatúry (Alfa).

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|--------------------|----------------------|---|
| a | [-] | Konstanta lopatkové mříže |
| c | [m·s ⁻¹] | Absolutní rychlost |
| c _m | [m·s ⁻¹] | Meridiální rychlost |
| c _{m1} | [m·s ⁻¹] | Meridiální rychlost prvního kola |
| c _{m2} | [m·s ⁻¹] | Meridiální rychlost druhého kola |
| c _u | [m·s ⁻¹] | Unášivá složka absolutní rychlosti |
| c _{u,stř} | [m·s ⁻¹] | Středovaná unášivá rychlost |
| c _{u2} | [m·s ⁻¹] | Unášivá složka absolutní rychlosti |
| D | [m] | Průměr potrubí, vnější průměr lopatky |
| d | [m] | Průměr náboje |
| F _{a1} | [N] | Axiální síla působící na první oběžné kolo |
| F _{a2} | [N] | Axiální síla působící na druhé oběžné kolo |
| F _{r1} | [N] | Radiální síla působící na první oběžné kolo |
| F _{r2} | [N] | Radiální síla působící na druhé oběžné kolo |
| g | [m·s ⁻²] | Tíhové zrychlení |
| H | [m] | Dopravní výška |
| h | [m] | Délka lopatky v konformním zobrazení |
| H ₁ | [m] | Dopravní výška prvního kola |
| H ₂ | [m] | Dopravní výška druhého kola |
| k ₁ | [-] | Konstanta |
| k ₂ | [-] | Konstanta |
| k ₃ | [-] | Konstanta |
| M _{k1} | [N·m] | Točivý moment prvního oběžného kola |
| M _{k2} | [N·m] | Točivý moment druhého oběžného kola |
| n | [s ⁻¹] | Otáčky |
| n ₁ | [min ⁻¹] | Otáčky prvního oběžného kola |
| n ₂ | [min ⁻¹] | Otáčky druhého oběžného kola |
| n _{návrh} | [s ⁻¹] | Návrhové otáčky |
| n _q | [-] | Měrné otáčky |
| n _s | [-] | Specifické otáčky |
| p | [Pa] | Tlak |
| p' | [Pa] | Tlak sytých par vody |

| | | |
|-----------------|------------------------------------|--|
| Q | $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ | Průtok |
| R | $[\text{m}]$ | Vzdálenost od osy otáčení |
| u | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ | Unášivá rychlost |
| u ₁ | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ | Unášivá rychlost prvního kola |
| u ₂ | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ | Unášivá rychlost druhého kola |
| w | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ | Relativní rychlost |
| Y | $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$ | Měrná energie |
| Y _č | $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$ | Měrná energie čerpadla |
| z ₁ | $[-]$ | Počet lopatek prvního kola |
| z ₂ | $[-]$ | Počet lopatek druhého kola |
| β ₁ | $[\text{°}, \text{rad}]$ | Vstupní úhel lopatky |
| β ₂ | $[\text{°}, \text{rad}]$ | Výstupní úhel lopatky |
| $\bar{\beta}_1$ | $[\text{°}, \text{rad}]$ | Doplňkový úhel ke vstupnímu úhlu lopatky |
| $\bar{\beta}_2$ | $[\text{°}, \text{rad}]$ | Doplňkový úhel ke výstupnímu úhlu lopatky |
| η | $[-]$ | Souřadnice kolmá na směr proudění v konformním zobrazení |
| η ₁ | $[-]$ | Účinnost prvního oběžného kola |
| η ₂ | $[-]$ | Účinnost druhého oběžného kola |
| η _c | $[-]$ | Celková účinnost |
| η _h | $[-]$ | Hydraulická účinnost |
| ξ | $[-]$ | Souřadnice směru proudění v konformním zobrazení |
| ρ | $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ | Hustota kapaliny |
| σ | $[-]$ | Křivková souřadnice proudové plochy |
| φ | $[\text{°}, \text{rad}]$ | Úhel opásání, úhlová souřadnice proudové plochy |

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

| | |
|---|----|
| Obr. 1: Základní typy hydrodynamických čerpadel dle měrných otáček [4] | 16 |
| Obr. 2: Tvary oběžných kol hydrodynamických čerpadel [4] | 17 |
| Obr. 3: Regulační mechanismus axiálního čerpadla [4] | 19 |
| Obr. 4: Vertikální axiální čerpadlo s vyjímatelným rotorem [4] | 20 |
| Obr. 5: Charakteristika čerpadla a) radiální, b) diagonální, c) axiální [6] | 22 |
| Obr. 6: Příklad rychlostních trojúhelníků axiálního stroje [4] | 23 |
| Obr. 7: Rychlostní trojúhelníky 1. stupně | 23 |
| Obr. 8: Erhartův diagram pro celkové dosažitelné účinnosti [4] | 24 |
| Obr. 9: Rychlostní trojúhelníky dvoustupňového axiálního čerpadla [6] | 25 |
| Obr. 10: schéma systému s čerpadlem [2] | 26 |
| Obr. 11: Konformní zobrazení axiálního čerpadla v Gaussově rovině [11] | 28 |
| Obr. 12: Zobrazení lopatky axiálního čerpadla v konformním zobrazení [11] | 29 |
| Obr. 13: Zobrazení lopatky axiálního čerpadla v konformním zobrazení s vyznačenými úhly na vstupu a na výstupu pro metodu lineární změny úhlu β [11] | 30 |
| Obr. 14 Zobrazení lopatky axiálního čerpadla v konformním zobrazení s vyznačenými úhly na vstupu a na výstupu pro metodu kvadratickou změnu úhlu β [11] | 32 |
| Obr. 15: Implantabilní dlouhodobá srdeční podpora [12] | 34 |
| Obr. 16: Konstrukční řešení | 35 |
| Obr. 17: Detail uložení oběžných kol | 35 |
| Obr. 18: Geometrie prvního oběžného kola | 37 |
| Obr. 19: Výpočetní síť prvního kola | 38 |
| Obr. 20: Detail sítě na vstupu prvního oběžného kola | 39 |
| Obr. 21: Nastavení okrajových podmínek | 39 |
| Obr. 22: Návrh zakončení náboje [11] | 41 |
| Obr. 23: Geometrie druhého oběžného kola | 42 |
| Obr. 24: Výpočetní síť na druhém kole | 43 |
| Obr. 25: Detail sítě na vstupu druhého kola | 43 |
| Obr. 26: Nastavení okrajových podmínek | 44 |
| Obr. 27: Korekce výstupního úhlu na konečný počet lopatek [7] | 45 |
| Obr. 28: Vykreslení proudnic v čerpadle | 47 |
| Obr. 29: Bezrázový vstup na prvním kole | 47 |
| Obr. 30: Bezrázový vstup na druhém kole | 48 |
| Obr. 31: Rozložení relativních tlaků na lopatce | 48 |